

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

Efektor se třemi stupni volnosti

Effector with three degrees of freedom

Student:

Bc. Štěpán Labounek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdenko Bobovský, Ph.D.

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Štěpán Labounek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T013 Robotika  
Téma: **Effektor se třemi stupni volnosti**  
**Effector with Three Degree of Freedom**

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte současné provedení manipulátoru a efektoru pro mobilní robotický systém HERCULES a parametry jednotlivých použitých komponent.
2. Vykonejte dynamické analýzy pro zjištění silových a momentových parametrů na efektoru pro břemeno o hmotnosti a rozměrech určených vedoucím práce.
3. Specifikujte detailní požadavkový list pro efektor se třemi stupni volnosti.
4. Navrhněte varianty řešení koncového efektoru v souladu se sestaveným požadavkovým listem. Proveďte vzájemné zhodnocení navržených variant na základě zvolených kritérií a vyberte z nich tu nejlepší.
5. Zvolenou variantu rozpracujte do úrovně podrobného 3D modelu s využitím dostupného CAD systému. Výkresovou dokumentaci zpracujte v plném rozsahu pro rozpracovanou variantu. Navržené technické řešení doložte návrhovými a kontrolními výpočty.
6. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 2007. 48 s.

ČSN ISO 690 *Informace a dokumentace - Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. Praha: Český normalizační institut, 2010.

DRASTÍK, F. *Technické kreslení I. – pravidla tvorby výkresů ve strojírenství*. 2. vydání. Ostrava: Montanex Ostrava, 2005. 260 s. ISBN 87-7225-195-3.

SKAŘUPA, J.; MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. 1. vydání. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.

KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 139 s. ISBN 80-248-0626-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdenko Bobovský, PhD.**

Datum zadání: 31.10.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

---

prof. Dr. Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



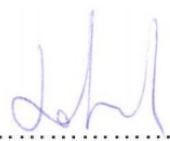
---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta:

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5.2014...



.....

podpis studenta



Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2014

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Štěpán Labounek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Družební 19

Olomouc, 779 00

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LABOUNEK, Štěpán. *Efektor se třemi stupni volnosti: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky, 2014. 91s. Vedoucí práce Ing. Zdenko Bobovský, Ph.D.

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem efektoru se třemi stupni volnosti manipulačního ramene, robotu Hercules. Úvod práce je zaměřen na kinematické a dynamické analýzy ramene. Na základě těchto analýz jsem vypracoval požadavkový list, z kterého vychází varianty řešení. Pomocí kritériální analýzy jsem vybral optimální variantu, kterou jsem dále podrobně vypracoval. Základním kamenem je 3D model optimální varianty, vypracovaný v Creo Parametric 2.0. Dále je součástí práce kompletní technická dokumentace.

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

LABOUNEK, Štěpán. *Effector with three Degrees of Freedom: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotic. 2014. 91 s. Thesis head Ing. Zdenko Bobovský, Ph.D.

In this Diploma Thesis I deal with Structural Design of Effector with Three Degrees of Freedom manipulator arm, the robot Hercules. Introduction is focused on the kinematic and dynamic analysis of arm. Based on these analyses, I elaborate the Request Sheet. On this Request's Sheet are based alternatives solutions. With the objective analysis, I choose the optimal solution. This solution I worked out in detail. The cornerstone is a 3D model of optimal variant, developed in Creo Parametric 2.0. Part of work is of a complete technical documentation.

### ***Poděkování***

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Zdenku Bobovskému, Ph.D. za cenné připomínky při řešení dané problematiky a za čas strávený konzultacemi. Dále bych rád poděkoval rodičům za veškerou podporu během studia a manželce za toleranci. Také bych rád poděkoval kolegům ze skupiny robotiky za podnětné připomínky.

# OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů.....	10
1 Úvod .....	11
2 Analýza současného stavu manipulačního ramene robotu Hercules .....	12
2.1 Parametry robotu Hercules .....	12
2.2 Rozbor ramene .....	13
2.2.1 Kinematický rozbor ramene.....	13
2.2.2 Dynamický rozbor ramene .....	15
2.2.3 Dynamický rozbor pohonu.....	18
2.3 Orientační ústrojí robotu.....	19
2.4 Koncepční řešení OÚ .....	19
3 Požadavkový list .....	22
4 Varianty řešení .....	23
4.1 Varianta 1.....	23
4.2 Varianta 2.....	24
4.3 Varianta 3.....	25
4.4 Varianta 4.....	26
4.5 Celkové zhodnocení variant .....	27
5 Kriteriaální analýza.....	28
5.1 Hodnotící kritéria .....	28
5.2 Stupnice hodnocení .....	28
5.3 Přiřazení číselných hodnot k jednotlivým kritériím .....	28
5.4 Metoda porovnávání párů .....	29
5.5 Zhodnocení optimální varianty .....	31
6 Konstrukční řešení orientačního ústrojí .....	32
6.1 Dynamická analýza orientačního ústrojí .....	32
6.1.1 Pohon 1 .....	32
6.1.2 Pohon 2 .....	33

6.2	Konstrukční řešení prvního článku orientačního ústrojí .....	34
6.3	Konstrukční řešení prvního článku orientačního ústrojí .....	35
6.4	Senzorický subsystém efektoru .....	36
6.5	Krytování.....	41
6.5.1	Krytování orientačního ústrojí.....	41
6.5.2	Krytování efektoru .....	43
6.6	Kabeláž.....	46
6.7	Dynamická analýza celého manipulačního ramene .....	48
6.8	Dosažené parametry ramene orientačního ústrojí a efektoru .....	51
6.9	Vizualizace efektoru se třemi stupni volnosti .....	53
7	Pevnostní výpočty jednotlivých součástí orientačního ústrojí:.....	54
7.1	L profil 2 – součást 1 .....	54
7.2	Hřídel svěrný spoj .....	58
7.3	Příruba Dělená 2 .....	59
7.4	L profil 1 .....	61
7.5	Příruba dělená 1.....	65
7.6	Příruba držák motoru 1.....	67
7.7	Příruba nosná .....	70
7.8	Příruba rameno .....	73
7.9	Výpočet svěrného spoje .....	78
7.10	Výpočet šroubů svěrného spoje .....	79
8	Ekonomické zhodnocení .....	80
	Závěr.....	82
	Seznam Obrázků .....	84
	Seznam Tabulek .....	88
	Literatura.....	89
	Internetové zdroje .....	90
	Seznam příloh .....	91

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotka
$F_0$	Osová síla ve šroubu	[N]
$d_n$	Průměr svěrného spoje	[mm]
$ds$	Vnější průměr závitu	[mm]
$ds_2$	Střední průměr závitu	[mm]
$ds_3$	Vnitřní průměr závitu	[mm]
$f$	Součinitel smykového tření	[–]
$f_z$	Součinitel smykového tření	[–]
$i$	Převodový poměr	[–]
$k_1$	První kloub manipulačního ramene	[–]
$k_2$	Druhý kloub manipulačního ramene	[–]
$k_3$	Třetí kloub manipulačního ramene	[–]
$ks$	Koeficient bezpečnosti	[MPa]
$Mk$	Krouticí moment	[Nm]
$l_n$	Délka svěrného spoje	[mm]
$n$	Otáčky	[ot/min]
$P$	Výkon	[W]
$p_{DOV}$	Tlak dovolený na otlačení svěrného spoje	[MPa]
$p_{svěr}$	Tlak (otlačení) svěrného spoje	[MPa]
$Pz$	Stoupání závitu	[–]
$q$	Váha významnosti	[–]
$Re$	Minimální mez kluzu	[MPa]
$\varepsilon_{1max}$	Úhlové zrychlení	[deg.s <sup>-2</sup> ]
$\nu_f$	Koeficient tření	[–]
$\rho'$	Redukovaný třecí úhel	[deg]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$\omega_{1max}$	Úhlová rychlost	[deg.s <sup>-1</sup> ]
$\nu$	Počet voleb	[–]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[deg]

# 1 Úvod

V této diplomové práci budu řešit konstrukční řešení již fungujícího manipulátoru, kterému budu přidávat dva stupně volnosti. Tento manipulátor je umístěn na mobilním robotu Hercules. Je vybaven efektem, který je přímo připojen na poslední pohonnou jednotku manipulátoru. Manipulátor nemá orientační ústrojí, a proto je velice omezena orientace manipulovaného předmětu. Po těchto úpravách bude disponovat šesti stupni volnosti včetně posledního stupně, který zajišťují čelisti efektoru. Tato manipulační nadstavba je připojena na 4kolový mobilní podvozek, který má natáčecí zadní nápravu dle Ackermanna.

Každé rameno manipulátoru je vybaveno rotační pohonnou jednotkou, která je připojena na řídicí systém mobilního robotu. Tyto jednotky jsou napájeny 24V stejnosměrného napětí. Na posledním rameni jsou umístěny dvě stereovizní kamery a vzdálenostní snímač vzdálenosti.

V první kapitole této práce se zaměřím na rozbor manipulačního ramene a orientačních ústrojí, o které budu tento robot v podstatě doplňovat. Nastíním různé koncepce řešení orientačních ústrojí, také vyhledám různá řešení, která se již vyrábějí. Tato řešení pro mě může být inspirací při samotném návrhu variant.

Dále s vedoucím diplomové práce sestavíme požadavkový list, o který se budu opírat při tvorbě variant řešení a při následné funkční analýze.

Dalším krokem bude vypracování variant řešení. Tyto varianty by měly být na dobré a vůči sobě na podobné úrovni. Varianty řešení podrobím kritériální analýze. Jednotlivá kritéria budu mezi sebou porovnávat, až docílím jedné varianty, která bude optimální z navržených variant a která bude nejlépe vyhovovat všem požadavkům.

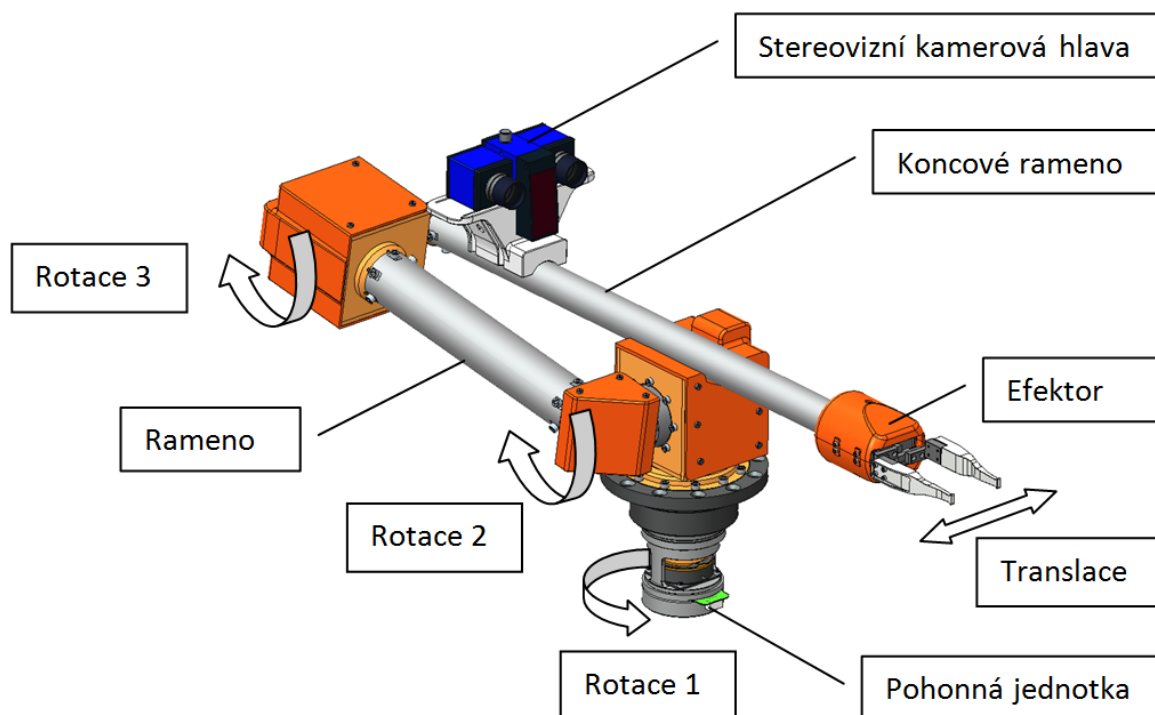
Tuto variantu podrobně vypracuji do podoby, která bude vyrobitelná. Dále navrhnu senzorický subsystém efektoru. Součásti orientačního ústrojí podrobím pevnostním výpočtům a podrobně zpracuji výkresovou dokumentaci. Dále navrhnu krytování orientačního ústrojí a efektoru. Zařízení doplním o vhodné senzory pro měření uchopovací síly a navrhnu kabeláž daného zařízení.

## 2 Analýza současného stavu manipulačního ramene robotu Hercules

Tato kapitola je zaměřena na rešerši manipulačního ramene, které je použito na robotu Hercules. Součástí této kapitoly jsou parametry robotu Hercules a kinematický a dynamický rozbor manipulačního ramene. Dále se v této kapitole věnuji přehledu konstrukcí orientačních ústrojí.

### 2.1 Parametry robotu Hercules

<b>Rameno:</b>	- 3 stupně volnosti (rotace) + chapadlo
<b>Motory:</b>	- 3 Maxon EC motory pro rameno - DC motor pro chapadlo
<b>Senzory:</b>	- laserový snímač vzdálenosti na rameni - inkrementální snímače polohy v pohonech ramene - stereovizní kamerová hlava na rameni
<b>Rozměry:</b>	- podvozek: 990 x 710 x 675 mm - délky článků ramene: 450 mm, 860 mm (dosah 1390 mm)
<b>Hmotnost:</b>	- 165 kg (140 kg podvozek + 25 kg rameno)
<b>Nosnost:</b>	- 115 kg podvozek; 1.1 kg rameno [10]



Obrázek 2.1 – Manipulační rameno robotu Hercules



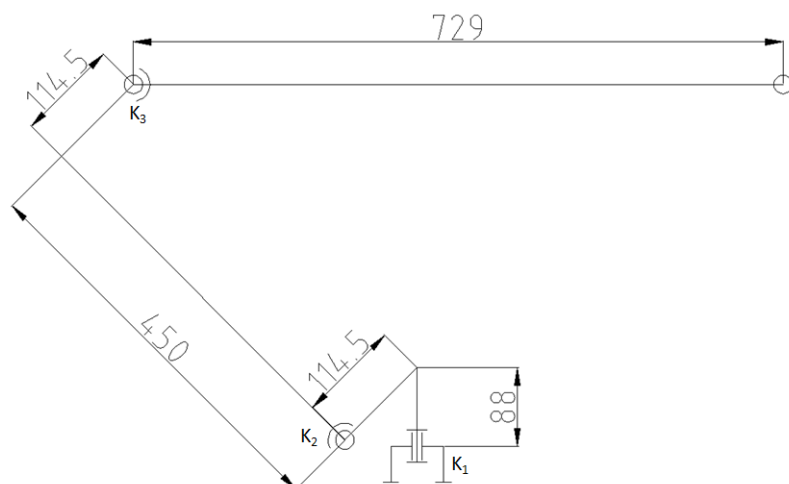
## 2.2 Rozbor ramene

### 2.2.1 Kinematický rozbor ramene

Současné rameno disponuje třemi stupni volnosti. Všechny jsou rotační. Efektor, umístěný na konci ramene, přidává čtvrtý stupeň volnosti. [2]

#### Technické parametry ramene

Váha ramene:	22.2 kg
Užitkové zatížení:	2 kg
Váha efektoru:	0.6 kg
Maximální váha OM:	1.4 kg
Maximální dosah ramene:	1390 mm
Nominální napětí:	24 V DC
Stupně volnosti:	3
Elektromotory:	3x MAXON EC90F 90W [2]



Obrázek 2.2 – Schéma manipulačního ramene

Na obrázku 3 je znázorněné schéma manipulačního ramene. Klouby jednotlivých rotací jsou označeny jako K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> a K<sub>3</sub>. Na schématu není znázorněn efektor. Rozsahy pohybů jednotlivých kloubů vychází z geometrie ramene.

Kloub K<sub>1</sub>      -180° / +180°

Kloub K<sub>2</sub>      -30° / +171.5°

Kloub K<sub>3</sub>      -171.5° / +90°

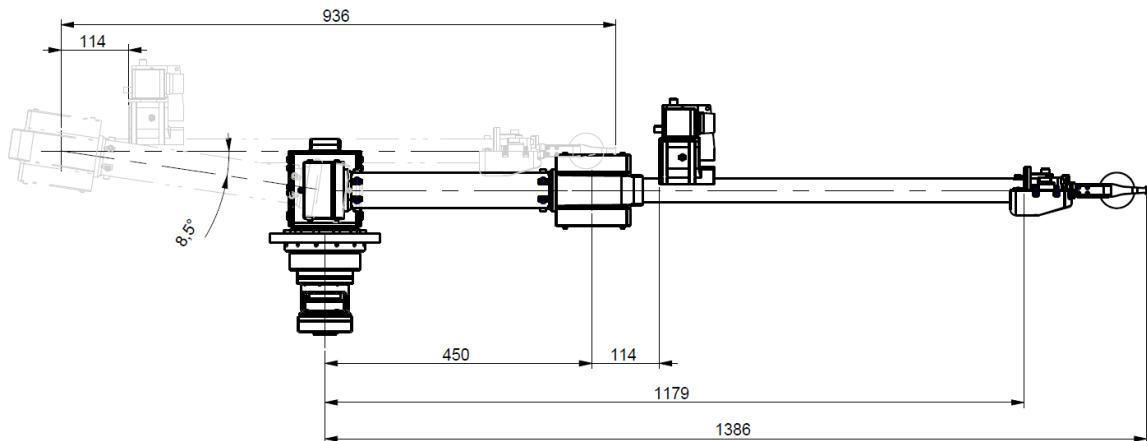
Tyto rozsahy pohybů jsou pouze teoretické, na robotu jsou rozsahy omezeny.

Úhlová rychlost jednotlivých kloubů je stejná díky použití identických pohonných jednotek. Vychází z výstupních otáček pohonu, které jsou 4.4 otáček za minutu.

$$\omega_{1\max} = 0.461 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 26.4 \text{ deg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1)$$

Zrychlení je číselně třikrát větší než maximální rychlost.

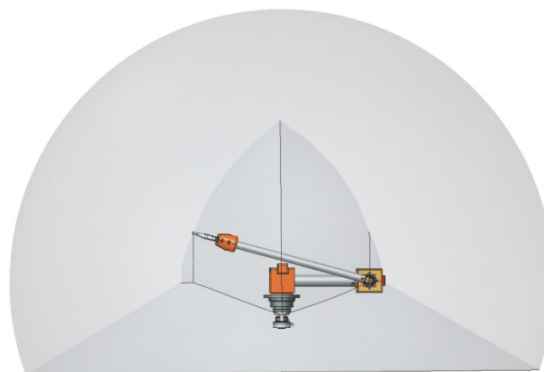
$$\varepsilon_{1\max} = 1.3683 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} = 79.2 \text{ deg} \cdot \text{s}^{-2} \quad (2)$$



Obrázek 2.3 – Základní rozměry manipulačního ramene

### Pracovní prostor manipulátoru

Na obrázku 4 je znázorněn pracovní prostor manipulátoru. Vnější kružnice je jednoduše tvořena maximálním dosahem, který je na všechny strany stejný. Vnitřní okraj pracovního prostoru je tvořen dvěma kružnicemi, které jsou dané rozsahy druhého a třetího kloubu.



Obrázek 2.4 – Znázornění pracovního prostoru manipulátoru

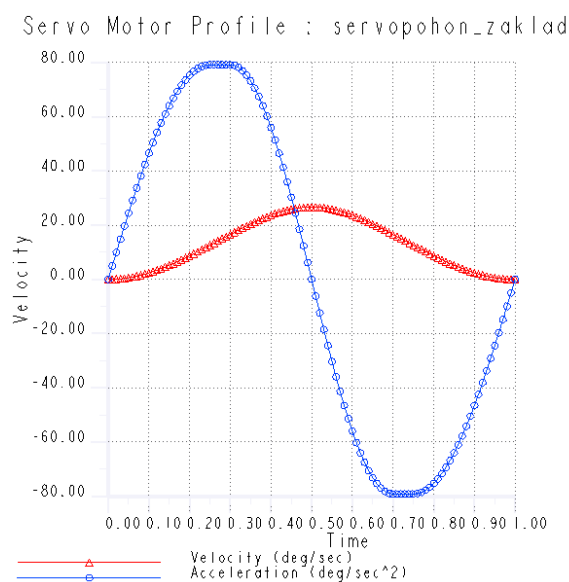
## 2.2.2 Dynamický rozbor ramene

Objekt manipulace jsem zvolil jednoduchou kouli s průměrem 60mm a ideální váhou 1.4 kg. Rameno je podrobováno analýzám s maximální hmotností objektu manipulace. Pro simulace jsem ramenu přidal v kloubech vazby typu pin (1, 2 a 3 rotace).

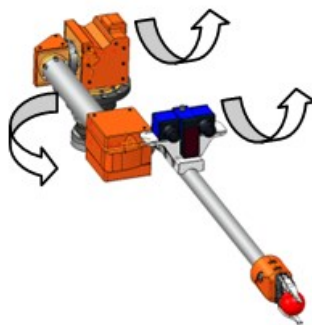
### Dynamická analýza ramene - první kloub pohyb 1 DOF

Servopohon v ose rotace je definovaný úhlovým zrychlením. V grafu je znázorněno zrychlení servopohonu v porovnání s úhlovou rychlostí v závislosti na čase. Čas simulace jsem nastavil na 1s. Dle grafu v čase 0.5 s rameno dosáhne maximální úhlové rychlosti, poté začne brzdit až do zastavení.

Ostatním rotacím jsem přiřadil servopohon s nulovým zrychlením. Tyto servopohony fungují jako brzdy. Obdobné nastavení jsem použil i u ostatních simulací.



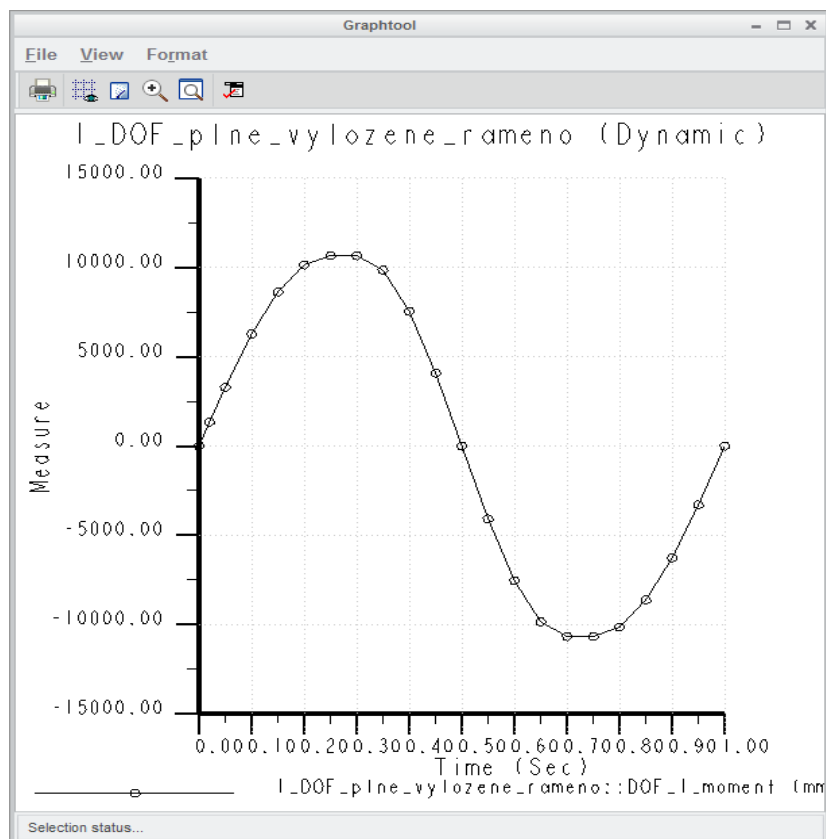
Obrázek 2.5 - Grafické znázornění průběhu rychlosti a zrychlení pro simulace



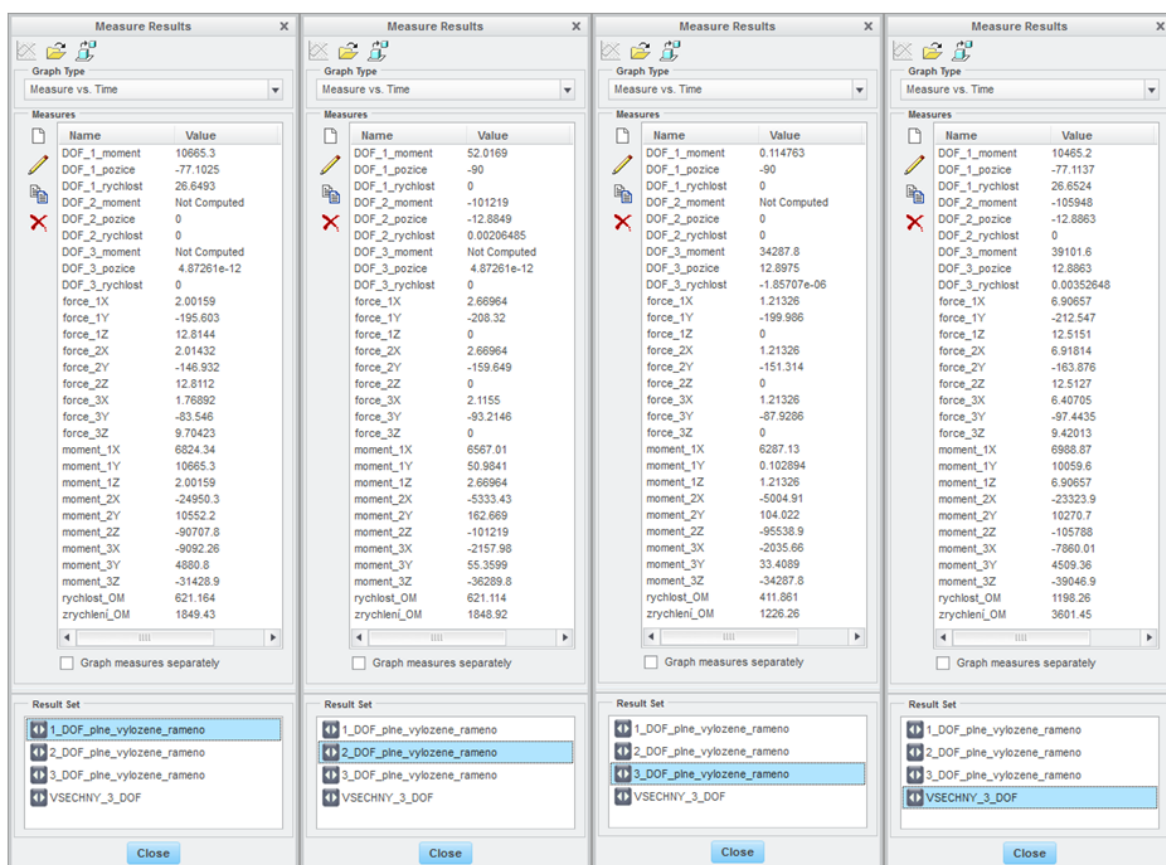
Obrázek 2.6 – Startovací poloha pro provedené simulace

### Výsledky první simulace

Maximální krouticí moment, který bude potřeba pro tento pohyb, je 10.66 Nm. Za 1 s se rameno otočí o 12.89°. Rychlost objektu manipulace je 621.1 mm/s a zrychlení 1849.43 mm/s. Tyto hodnoty vyplývají z analýzy provedené v Creo 2, viz obrázek 7. Tabulky výsledků také zobrazují silové a momentové výsledky v jednotlivých kloubech.



**Obrázek 2.5 – Průběh momentu v první ose rotace**



Obrázek 2.6 – Naměřené hodnoty jednotlivých analýz vytvořené v Creo 2

### Jednotky tabulkových hodnot

Momenty	-	[N mm]
Síly	-	[N]
Pozice	-	[deg]
Rychlosti	-	[deg/s]
Rychlost OM	-	[mm/s]
Zrychlení OM	-	[mm/s <sup>2</sup> ]

### 2.2.3 Dynamický rozbor pohonu

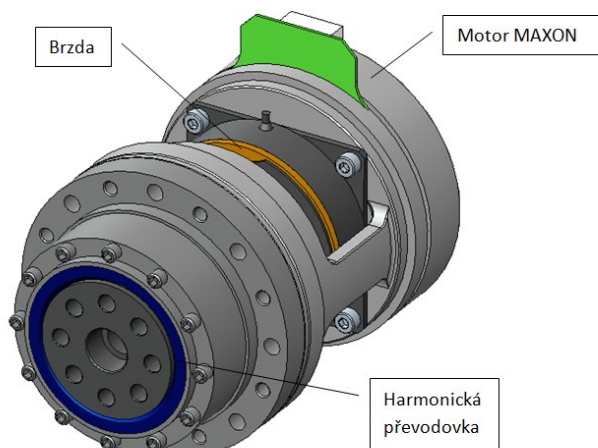
Jak již bylo výše zmíněno, manipulační rameno disponuje třemi stupni volnosti. Jedná se o tři rotace. Všechny tři rotace zajišťují tři pohonné identické pohonné jednotky. Tyto pohonné jednotky se skládají ze dvou hlavních složek:

- MAXON Motor flat typ EC90F 90W vybaven encoderem a brzdou
- Harmonická převodovka CSG-20-160-2UH od firmy Harmonic Drive AG [2]

#### Technické parametry pohonné jednotky:

Váha pohonné jednotky	2.85 kg
Nominální točivý moment	51 Nm
Výstupní otáčky	4.4 ot/min
Převodový poměr	160
Nominální napětí	24 V DC [2]

Použití identických pohonných jednotek nese řadu nevýhod. Pohonná jednotka zajišťující třetí rotaci je značně předimenzovaná. Mohla by se nahradit slabší pohonnou jednotkou, která by byla menší i lehčí. Nahrazením třetí pohonné jednotky se zvýší cena pohonných jednotek a bude potřeba více času na sestavení. Velkou výhodou by bylo, při nahrazení třetí pohonné jednotky, zvýšení užitého zatížení ramene. [2]



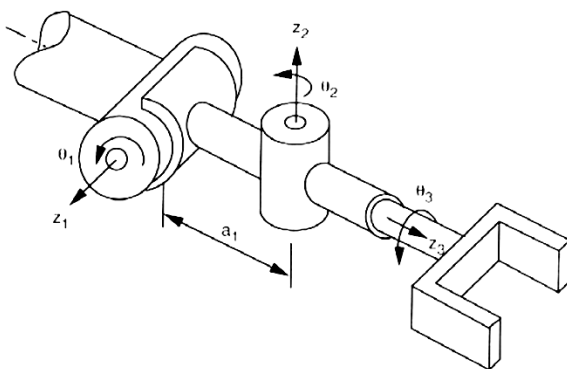
Obrázek 2.7 – Pohonná jednotka manipulačního ramene

## 2.3 Orientační ústrojí robotu

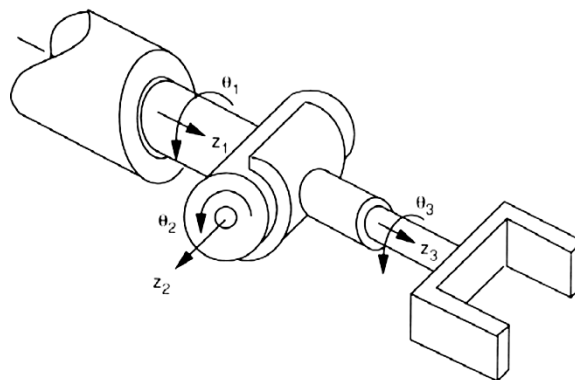
Orientační ústrojí robotu (dále jen OÚ) ovlivňuje ve velké míře jeho vlastnosti. Jedná se o složitý mechanismus, který je připojen k poslední pohybové jednotce robotu. Díky tomu se jej snažíme z konstrukčního hlediska navrhnout tak, aby OÚ mělo co nejmenší váhu a rozměry. Osy kloubů OÚ se většinou navrhují tak, aby se protínaly v bodě nazývaném střed zápěstí. Rameno manipuluje s objektem manipulace v pracovním prostoru a OÚ s ním otáčí kolem středu zápěstí.

Většinou se OÚ navrhuje se dvěma nebo třemi stupni volnosti, a to ať už s rotační, nebo translační vazbou. Čím více má OÚ stupňů volnosti, tím je konstrukce složitější. Konstrukce se navrhuje tak, aby se dala snadno připojit na poslední pohybovou jednotku robotu. Na konec se umísťuje normalizovaná příruba, tzv. interface, na kterou se připojí efektor robotu. V některých případech je žádoucí oddálit pohon před poslední pohybovou jednotku. Toto je výhodné, protože se potom váha pohonu dá použít jako protizávaží a snižuje výkon potřebný k pohybu poslední pohybové jednotky.

Na obrázku 6 je znázorněno OÚ se sférickým pohybem. Osy  $z_1$ ,  $z_2$  a  $z_3$  se nám protínají v bodě nazývaném střed zápěstí. Naopak na obrázku 5. je znázorněno OÚ s nesférickým pohybem. Osa  $z_2$  je posunuta o vzdálenost  $a_1$  od osy  $z_1$ . [1]



Obrázek 2.8 – Nesférický pohyb [1]

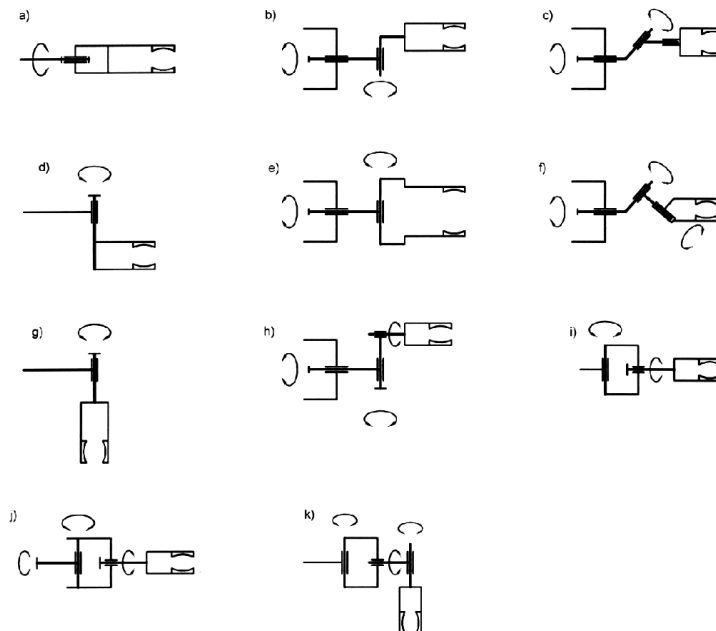


Obrázek 2.9 – Sférický pohyb [1]

## 2.4 Konceptní řešení OÚ

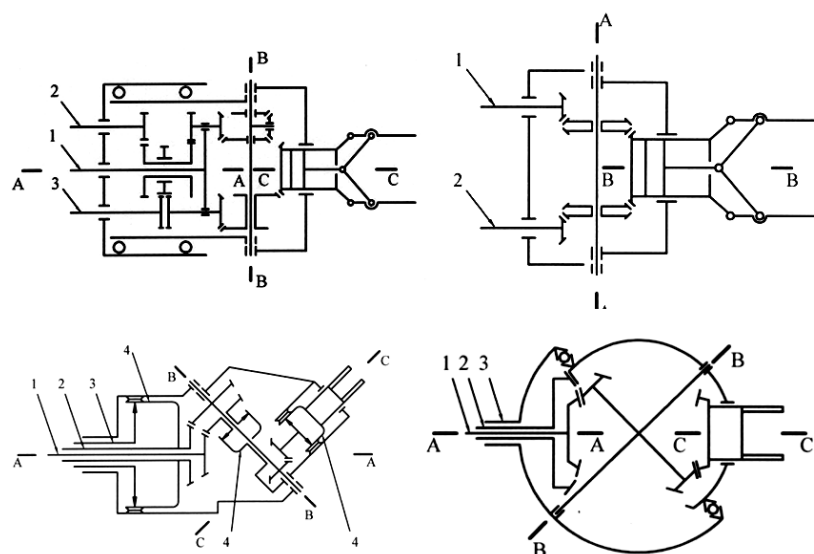
Na obrázku 7 je znázorněno několik často používaných konceptních řešení OÚ. S jedním a dvěma stupni volnosti se často používá v jednodušších robotech, popřípadě v jednoúčelových manipulátorech. Se třemi stupni volnosti se zpravidla používá u univerzálních robotů. [1]

Realizace těchto struktur je komplikovaná kvůli nutnosti oddálit pohon před poslední pohybovou jednotku. Je potřeba přivést pohyb zpět, ale neměli bychom ovlivnit ostatní stupně volnosti. Z toho důvodu vzniká mnoho řešení, která jsou chráněna patenty. [1]



Obrázek 2.10 – Konceptní řešení OÜ [1]

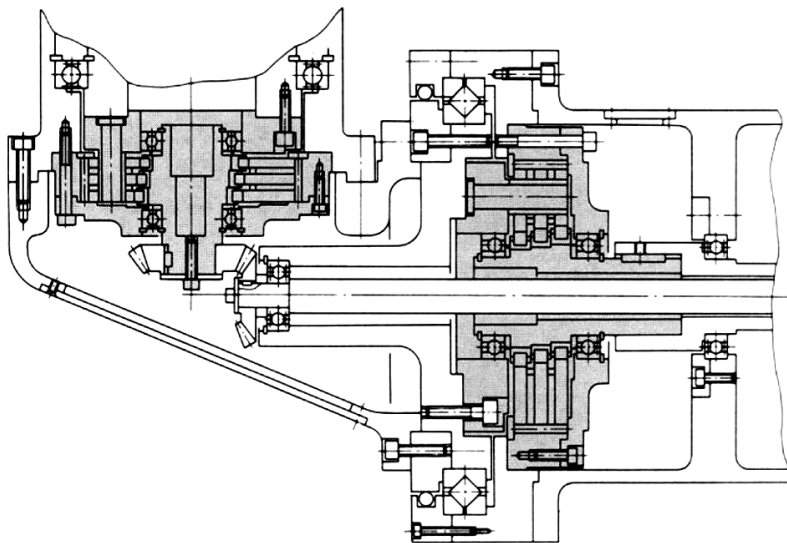
Na obrázku 8 jsou nejčastěji používané koncepce řešení včetně umístění převodů pro vícestupňová orientační ústrojí. Všechny varianty mají pohony umístěné před poslední pohybovou jednotkou. [1]



Obrázek 2.11 – Konceptní řešení s umístěním převodů [1]

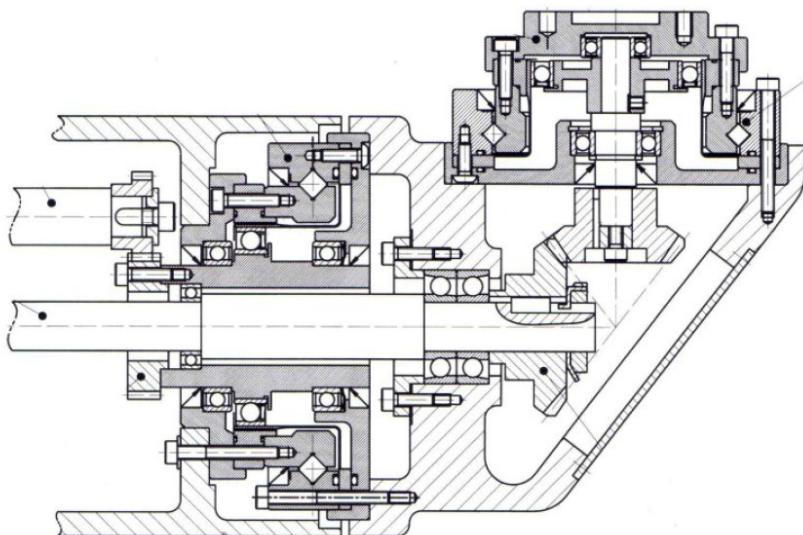


Na obrázku 9 je konstrukce OÚ se dvěma stupni volnosti s využitím cyklopřevodovek. Převod z jednoho členu na druhý je realizován pomocí kuželového soukolí. [1]



Obrázek 2.12 – OÚ realizované pomocí cyklopřevodovek [1]

Na obrázku 10 je konstrukce OÚ se dvěma stupni volnosti s využitím harmonických převodovek. Převod z jednoho členu na druhý je realizován pomocí kuželového soukolí. [1]



Obrázek 2.13 – OÚ realizované pomocí harmonických převodovek [1]

### 3 Požadavkový list

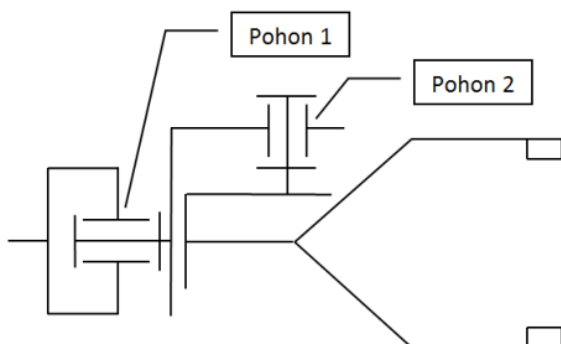
Požadavkový list:	
Obecné požadavky:	
Druh činnosti:	Manipulace
Pracovní prostředí:	Venkovní při teplotách 0°C až +40°C
Maximální hmotnost:	Minimalizovat s ohledem na robustnost konstrukce
Složitost konstrukce:	Dle výrobních možností katedry
Požadavky na rameno	
Nosnost:	1.4 kg + váha efektoru a orientačního ústrojí
Počet stupňů volnosti:	6 včetně orientačního ústrojí a efektoru
Dosah ramene:	Zachovat 1390mm
Maximální zrychlení koncového bodu:	3.6 m/s <sup>-2</sup>
Rozsahy kloubů k <sub>1</sub> , k <sub>2</sub> , k <sub>3</sub> :	Zachovat stávající viz kapitola 2.2.1
Max. moment v kloubech k <sub>1</sub> , k <sub>2</sub> , k <sub>3</sub> :	51 Nm
Požadavky na orientační ústrojí	
Maximální vzdálenost těžiště od osy	5 mm
Stupeň krytí:	IP44
Požadavky na efektor:	
Čelisti:	Použít stávající
Napájení:	24V DC
Nosnost:	1.4 kg
Senzorika:	Schopnost měření úchopné síly
Stupeň krytí:	IP44
Požadavky na objekt manipulace:	
Maximální rozměr:	Dle maximálního rozevření čelistí (max. 60 mm)
Hmotnost:	1.4 kg
Tvar:	Jednoduché tvary (válec, koule... dle čelistí)

## 4 Varianty řešení

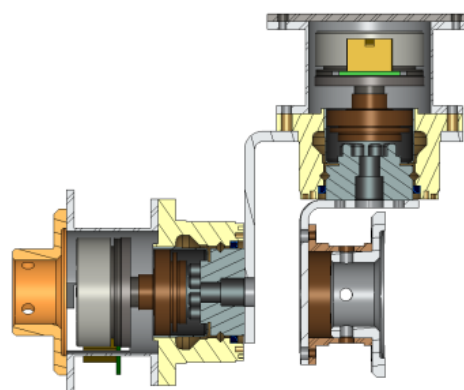
V této kapitole popisují jednotlivé varianty konstrukcí orientačního ústrojí navrhovaného efektoru. Ve všech variantách jsou použity servomotory od firmy Maxon motors EC45 flat 70W doplněné o převodovku od firmy Harmonic Drive typ CSG-14-100-2UH s převodovým poměrem 100. Celkově tato pohonná jednotka disponuje krouticím momentem 11 Nm. Těžiště harmonických převodovek a servomotorů byly stanoveny z modelů, respektive z objemu součástí, jejich váhy a dopočítané hustoty.

### 4.1 Varianta 1

Tato varianta má první pohon umístěný v ose posledního článku manipulačního ramene. Osa druhého pohonu je kolmá na osu posledního článku ramene, viz obrázek 4.1. Toto ústrojí váží včetně spojovacích součástí 2.83 kg. Při maximálním zatížení objektem manipulace o celkové váze 5 kg je maximální moment působící na pohon 2 o hodnotě 6714.54 Nmm. Vzdálenost těžiště od osy posledního článku ramene je 32.1 mm. Výsledná podoba tohoto ústrojí je znázorněna na obrázku 4.3. Řez variantou je znázorněn na obrázku 4.2.



Obrázek 4.1 – Kinematické schéma varianty 1



Obrázek 4.2 – Řez variantou 1

Váha:

2.83 kg

Vzdálenost těžiště od osy otáčení:

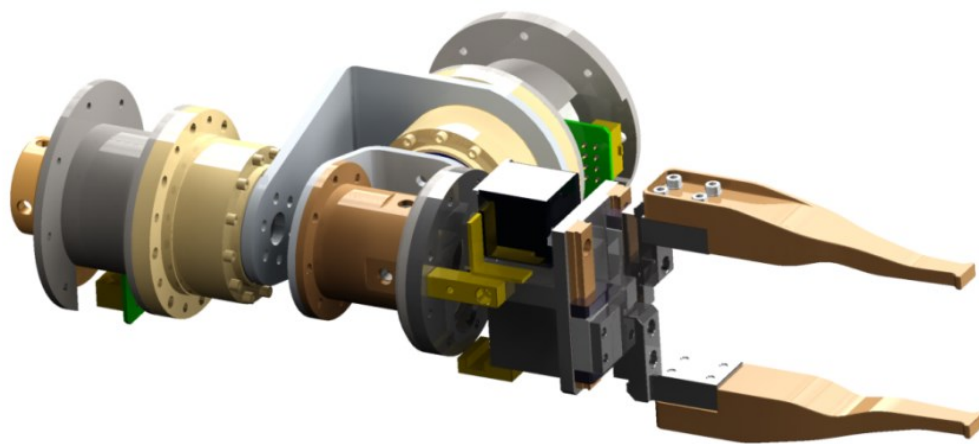
32.1 mm

Maximální krouticí moment v pohonech:

6.7 Nm

Maximální nosnost:

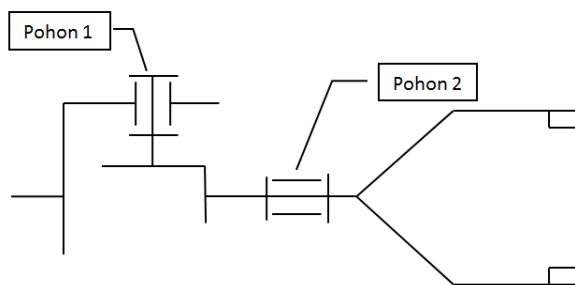
8 kg



Obrázek 4.3 – Vizualizace varianty 1

## 4.2 Varianta 2

Tato varianta má první pohon umístěný kolmo na poslední článek manipulačního ramene. Osa druhého pohonu je v ose posledního članku ramene, viz obrázek 4.4. Toto ústrojí váží včetně spojovacích součástí 3.25 kg. Při maximálním zatížení objektem manipulace o celkové váze 5 kg je maximální moment působí na pohon 1 o hodnotě 6714.54 Nmm. Vzdálenost těžiště od osy posledního članku ramene je 23.3 mm. Řez ústrojím je znázorněn na obrázku 4.5. Výsledná podoba tohoto ústrojí je znázorněna na obrázku 4.6.

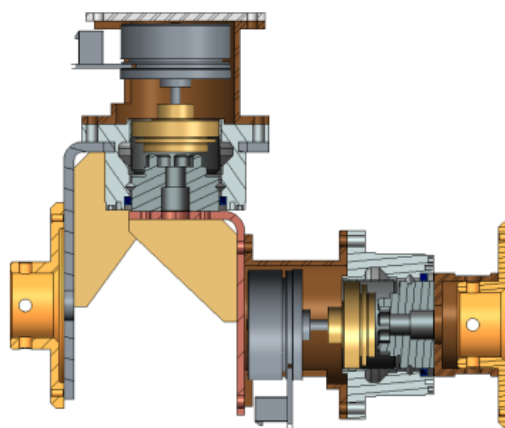


**Obrázek 4.4 – Kinematické schéma varianty 2**  
Váha:

Vzdálenost těžiště od osy otáčení:

Maximální krouticí moment v pohonech:

Maximální nosnost:

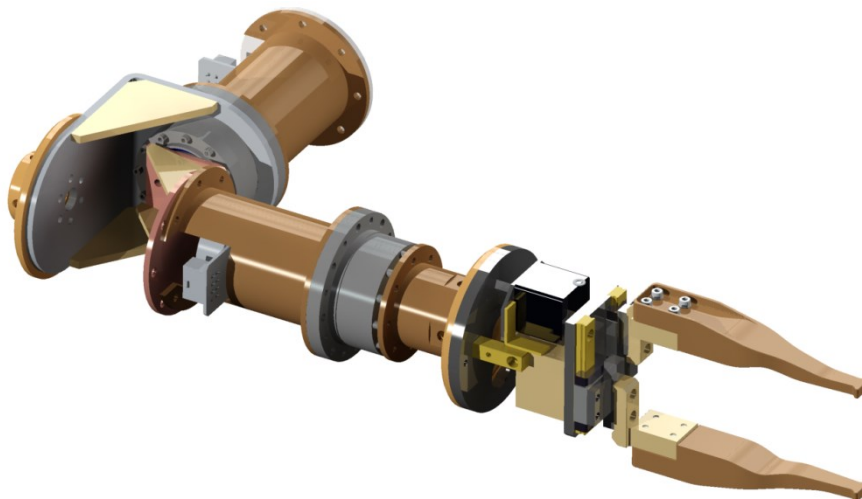


**Obrázek 4.5 – Řez variantou 2**  
3.25 kg

23.3 mm

20.5 Nm

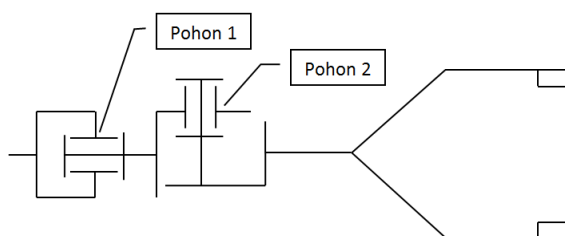
2.5 kg



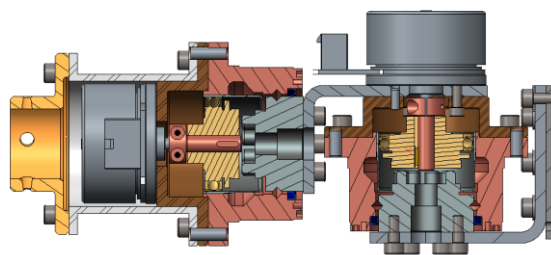
Obrázek 4.6 – Vizualizace varianty 2

### 4.3 Varianta 3

Varianta 3 vychází z varianty 1, přičemž L profil pohonu 2 je otočený a L profil pohonu 1 je k pohonu 2 kotvený mezi převodovku a motor (nikoliv až za převodovku), viz obrázek 4.7. Tímto jsem docílil velikého zmenšení vzdálenosti těžiště od osy otáčení na 1.65 mm. Váha této konstrukce je i se spojovacím materiálem 3.36 kg. Maximální krouticí moment působí na pohon 2 o hodnotě 10442.8 Nm. Řez ústrojím je znázorněn na obrázku 4.8. Výsledná podoba orientačního ústrojí je znázorněna na obrázku 4.9.

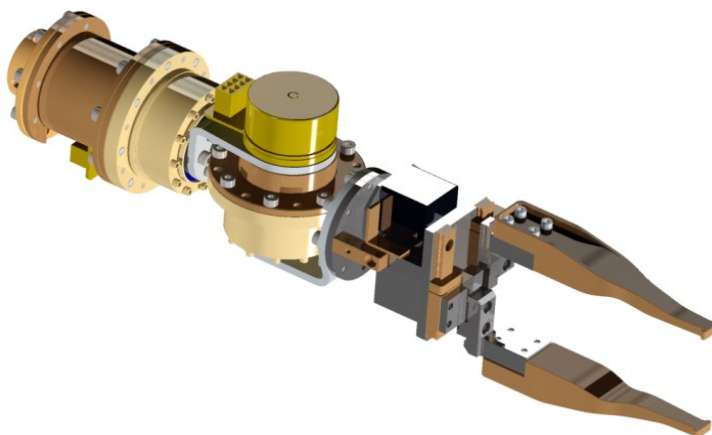


Obrázek 4.7 – Kinematické schéma varianty 3



Obrázek 4.8 – Řez variantou 3

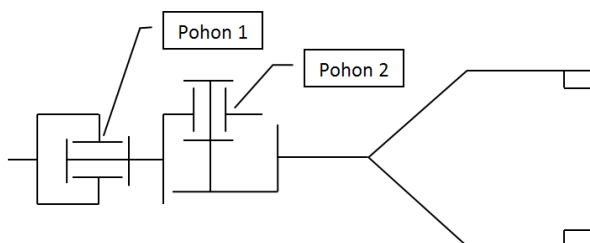
Váha:	3.36 kg
Vzdálenost těžiště od osy otáčení:	1.65 mm
Maximální krouticí moment v pohonech:	10.45 Nm
Maximální únosnost	5 kg



Obrázek 4.9 – Vizualizace varianty 3

#### 4.4 Varianta 4

Tato varianta přímo vychází z varianty 3, viz obrázek 4.10. Kotvící příruba pohonu 1 byla nahrazena jednoduchým plechem a dělenou přírubou, L profil u pohonu 2 byl použit jako kotvící součást motoru a kotvící příruba pohonu 2 nahrazena dělenou přírubou, viz obrázek 4.11. Těmito kroky jsem snížil váhu tohoto ústrojí na 2.33 kg včetně spojovacího materiálu. Vzdálenost těžiště od osy otáčení 1 pohonu se také zmenšila na 0.82 mm. Maximální krouticí moment působí na pohon 2 o hodnotě 10 314 Nmm. Výsledná podoba orientačního ústrojí je znázorněna na obrázku 4.12.



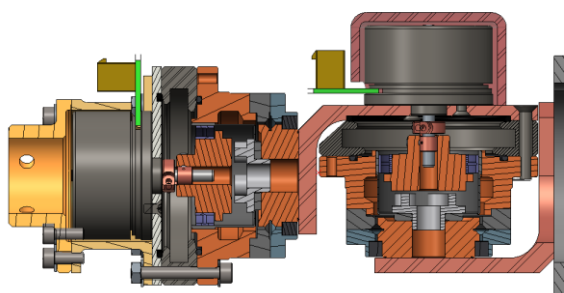
Obrázek 4.10 – Kinematické schéma varianty 4

Váha:

Vzdálenost těžiště od osy otáčení:

Maximální krouticí moment v pohonech:

Maximální únosnost



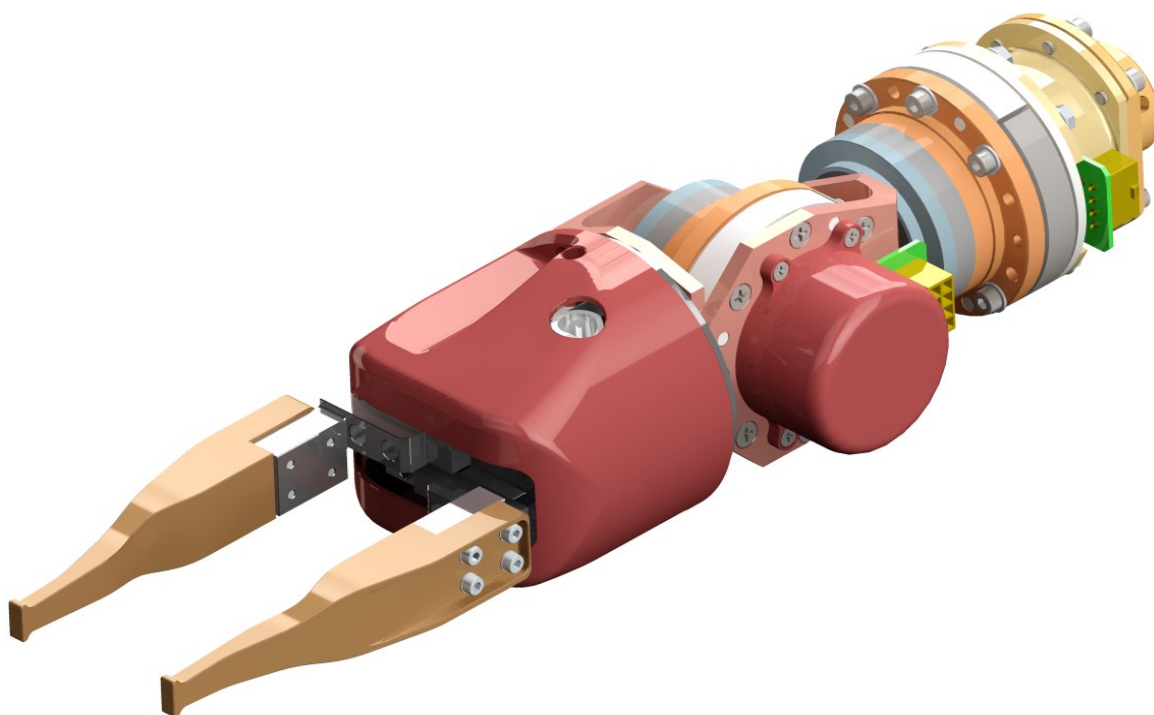
Obrázek 4.11 – Řez variantou 4

2.33 kg

0.82 mm

10.31 Nm

5 kg

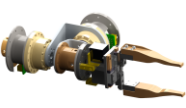

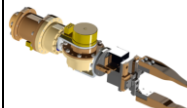



Obrázek 4.12 – Vizualizace varianty 4

## 4.5 Celkové zhodnocení variant

V tabulce 4.1 jsou vypsané jednotlivé parametry variant řešení. Zelenou barvou jsou znázorněny nejlepší výsledky a oranžovou barvou jsou znázorněny výsledky, které nevyhovují požadavkovému listu.

Tabulka 4.1 – Tabulka zhodnocení jednotlivých variant

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
				
Váha:	2.83 kg	3.25 kg	3.36 kg	2.33 kg
Vzdálenost těžiště od osy otáčení:	32.1 mm	23.3 mm	1.65 mm	0.82 mm
Maximální krouticí moment v pohonech pro objekt manipulace o váze 5 Kg:	6.7 Nm	20.5 Nm	10.45 mm	10.31 Nm
Maximální nosnost:	8 kg	2.5 kg	5 kg	5 kg
Použité technologie	Svařování, obrábění, ohýbání	Svařování, obrábění, ohýbání	Obrábění	Obrábění

## 5 Kriteriaální analýza

V této kapitole se budu věnovat kriteriaální analýze navržených variant daného efektoru. V tabulce 5.1 jsou popsána hodnotící kritéria, podle kterých jsem v tabulce 5.3 ohodnotil jednotlivé varianty dle stupnice hodnocení znázorněné v tabulce 5.2.

### 5.1 Hodnotící kritéria

Tabulka 5.1 - Popis hodnotících kritérií

Číslo kritéria	Kritérium	Charakteristika kritéria
1	Osová vzdálenost	Vzdálenost osy těžiště od osy posledního článku manipulátoru.
2	Maximální únosnost	Vychází z dynamických analýz na jednotlivé pohony.
3	Váha	Celková váha souvisí s maximální únosností.
4	Maximální krouticí moment	Vychází z analýz provedené v CREO 2.0
5	Použité technologie	Svařování, lepení...

### 5.2 Stupnice hodnocení

Tabulka 5.2 – Stupnice hodnocení funkční analýzy

Vysoká úroveň	4
Dobrá úroveň	3
Nízká úroveň	2
Nevyhovující úroveň	1

### 5.3 Přiřazení číselných hodnot k jednotlivým kritériím

Tabulka 5.3 – Bodové hodnocení navržených variant

	Kritérium 1	Kritérium 2	Kritérium 3	Kritérium 4	Kritérium 5
Varianta 1	1	4	3	3	2
Varianta 2	1	2	2	2	2
Varianta 3	3	3	3	3	4
Varianta 4	4	3	3	4	4



## 5.4 Metoda porovnávání párů

Pro váhu významnosti  $q$  byla zvolena lineární závislost:

$$q = 0.25 \cdot v + 0.75 \quad [3]$$

K určení významnosti bylo použito metody porovnávání v trojúhelníkovém páru.

Tabulka 5.4 – Porovnávání párů variant metodou porovnání párů

POROVNÁVANÉ PÁRY FUNKCÍ				POČET VOLEB $v$	POŘADÍ	VÁHA VÝZNAMNOSTI
<b>F1</b>	F1	<b>F1</b>	<b>F1</b>	3	2	1.5
F2	<b>F3</b>	F4	F5			
	F2	<b>F2</b>	<b>F2</b>	2	3	1.25
	<b>F3</b>	F4	F5			
		<b>F3</b>	<b>F3</b>	4	1	1.75
		F4	F5			
			<b>F4</b>	1	4	1
			F5	0	5	0.75

Tabulka 5.5 – Vážený index kritéria variant řešení

Varianta 1			
Kritérium	Hodnota	Váha významnosti	Vážený index kritéria
Kritérium 1	1	1.5	1.5
Kritérium 2	4	1.25	5
Kritérium 3	3	1.75	5.25
Kritérium 4	3	1	3
Kritérium 5	2	0.75	1.5
Suma vážených indexů kritérií varianty 1			<b>16.25</b>
Varianta 2			
Kritérium	Hodnota	Váha významnosti	Vážený index kritéria
Kritérium 1	1	1.5	1.5
Kritérium 2	2	1.25	2.5
Kritérium 3	2	1.75	1.75
Kritérium 4	2	1	2
Kritérium 5	2	0.75	1.5
Suma vážených indexů kritérií variant 2			<b>9.25</b>
Varianta 3			
Kritérium	Hodnota	Váha významnosti	Vážený index kritéria
Kritérium 1	3	1.5	4.5
Kritérium 2	3	1.25	3.75
Kritérium 3	3	1.75	5.25
Kritérium 4	3	1	3
Kritérium 5	4	0.75	3
Suma vážených indexů kritérií variant 3			<b>19.5</b>
Varianta 4			
Kritérium	Hodnota	Váha významnosti	Vážený index kritéria
Kritérium 1	4	1.5	6
Kritérium 2	3	1.25	3.75
Kritérium 3	3	1.75	5.25
Kritérium 4	4	1	4
Kritérium 5	4	0.75	3
Suma vážených indexů kritérií variant 4			<b>22</b>

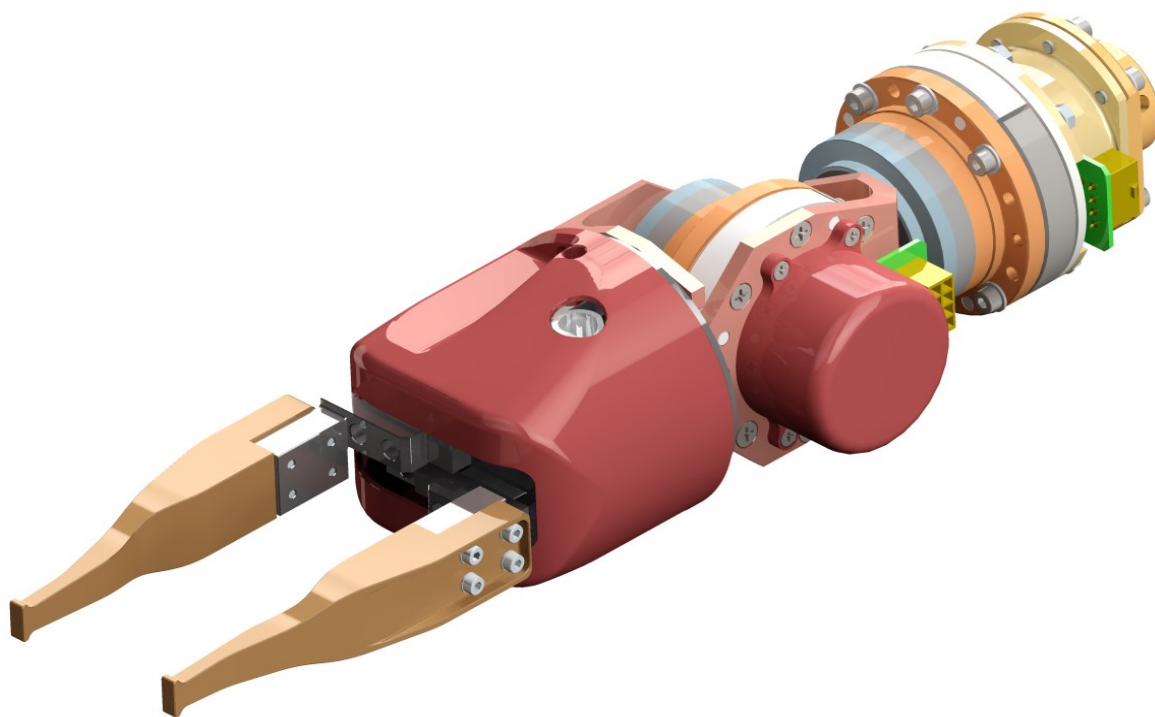
## 5.5 Zhodnocení optimální varianty

Dle tabulky 5.4 jsem metodou porovnávání párů určil, které kritérium je více důležité než jiné kritérium a v tabulce 5.5 jsem tyto indexy kritérií sesumíroval dohromady společně s bodovým hodnocením jednotlivých variant.

**Tabulka 5.6 – Konečné obodování variant řešení**

Varianta	Celkový počet bodů
Varianta 1	16.25
Varianta 2	9.25
Varianta 3	19.5
Varianta 4	<b>22</b>

Z tabulky 5.6 vyplývá, že nejvíce bodů získala varianta 4. Proto se stala optimální variantou ze zpracovaných variant řešení. Tato varianta vychází z předešlých variant. Na obrázku 5.1 je znázorněna podoba optimální varianty.



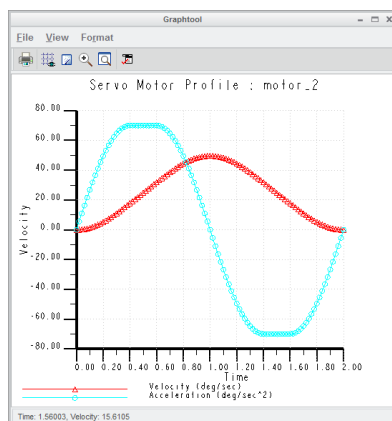
**Obrázek 5.1 – Vizualizace optimální varianty**

## 6 Konstrukční řešení orientačního ústrojí

Po konzultaci s vedoucím práce jsem všem vyráběným součástem jako materiál definoval ocel. Hmotnost orientačního ústrojí vzrostla z 2.33kg na 2.58kg. Dále se tímto krokem posunula vzdálenost těžiště orientačního ústrojí od osy posledního článku manipulátoru z 0.8 mm na 1 mm, což je zanedbatelné. Tato změna měla na dynamickou analýzu v kapitole 6.1 zanedbatelný vliv. Dá se předpokládat, že váha orientačního ústrojí ještě vzroste díky krytování a senzorickému subsystému.

### 6.1 Dynamická analýza orientačního ústrojí

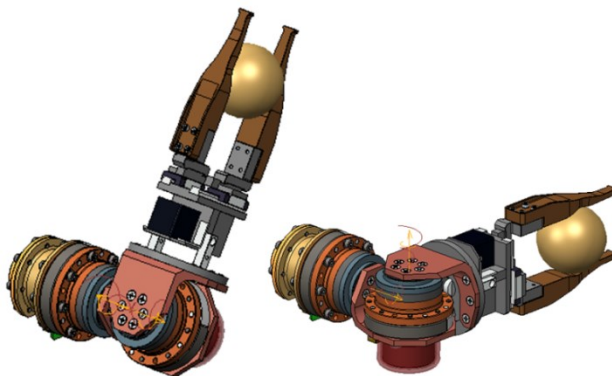
Rotační klouby jsem definoval vazbami typu pin. Objekt manipulace jsem zvolil kouli o ideální váze 5 kg. Jednotlivým rotačním kloubům jsem definoval servopohony, viz obrázek 6.1.



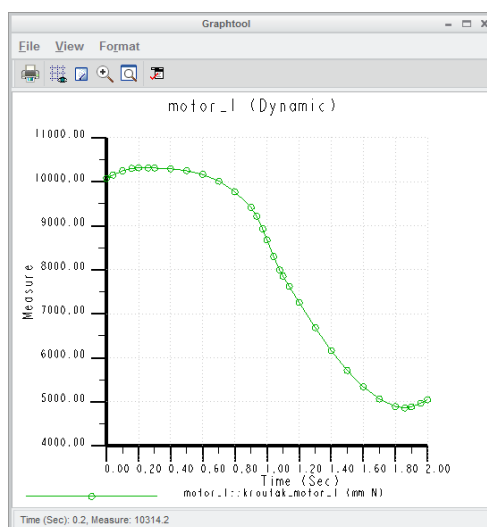
Obrázek 6.1 – Úhlová rychlost a zrychlení pohonů

#### 6.1.1 Pohon 1

Na obrázku 6.2 je znázorněna startovací a konečná poloha dynamické analýzy pohonu 1. Čas analýzy jsem stanovil na 2s. Z obrázku 6.3 vyplývá maximální krouticí moment pro tuto dynamickou analýzu 10.3Nm.



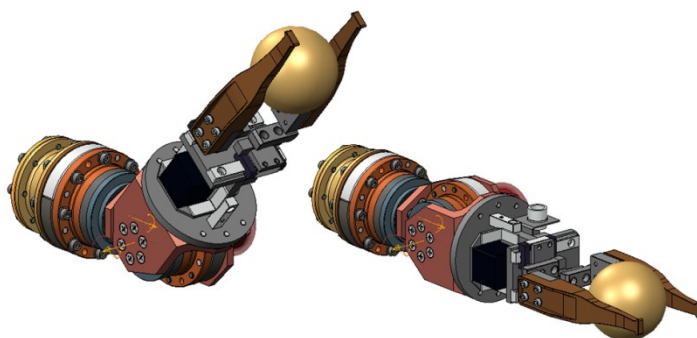
Obrázek 6.2 – Startovací a koncová poloha analýzy



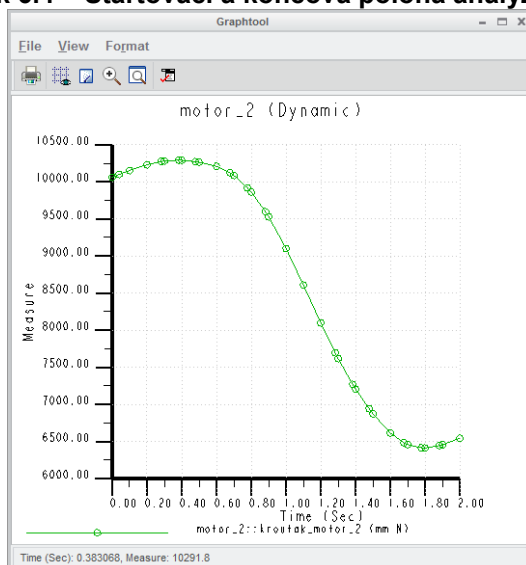
Obrázek 6.3 – Průběh krouticího momentu dynamické analýzy pohonu 1

### 6.1.2 Pohon 2

Na obrázku 6.4 je znázorněna startovací a konečná poloha dynamické analýzy pohonu 1. Čas analýzy jsem stanovil na 2s. Z obrázku 6.5 vyplývá maximální krouticí moment pro tuto dynamickou analýzu 10.3Nm.



Obrázek 6.4 – Startovací a koncová poloha analýzy

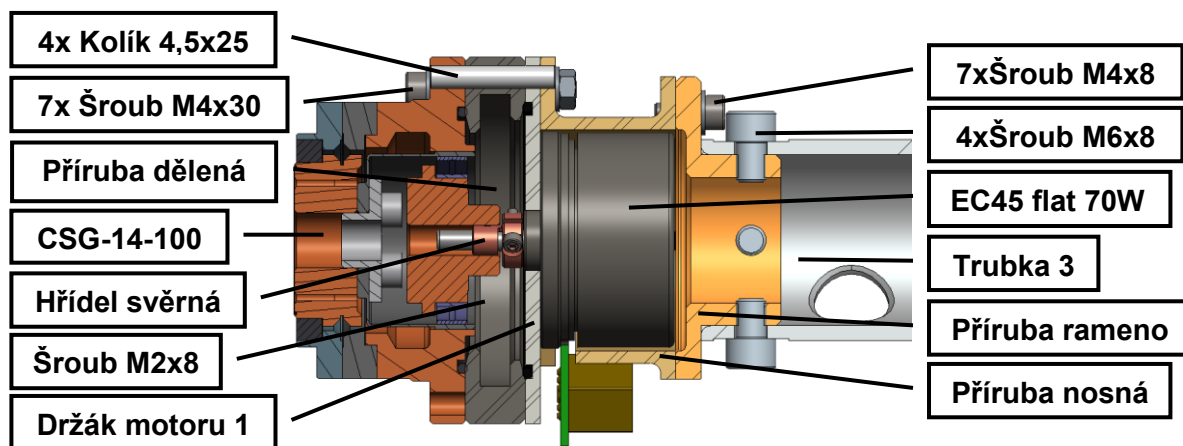


Obrázek 6.5 – Průběh krouticího momentu dynamické analýzy pohonu 2

## 6.2 Konstrukční řešení prvního článku orientačního ústrojí

Na obrázku 6.6 je řez prvního článku orientačního ústrojí. Orientační ústrojí bude spojeno s trubicou posledního článku manipulačního ramene pomocí čtyř šroubů M6x8, které přímo spojují přírubu rameno a trubka 3. Příruba rameno je pomocí sedmi šroubů M4x10 spojena s nosnou trubicou. Na této trubce je přišroubovaný držák motoru pomocí sedmi šroubů M4x30. Na držáku motoru je uchycený motor EC45 flat 70W pomocí tří šroubů M3x6. Krouticí moment z pohonu přenáší svěrná hřídel, která je nasazená na výstupní hřídel z motoru a přitažená šroubem M2x8. Mezi držákem motoru a převodovkou je distanční dělená příruba. Tato příruba je dělená za dvou kusů. Převodovka je zajištěna pomocí sedmi šroubů, které jsou zašroubovány v převodovce, protaženy přes dělenou přírubu, držák motoru a nosnou přírubu a pojištěny maticemi. Tyto šrouby musí být umístěny naopak a zajištěny maticí, aby daný uzel byl smontovatelný. Vystředění polohy převodovky a držáku motoru je zajištěno pomocí čtyř kolíků 4,5x25. Krouticí moment ze svěrné hřídele na převodovku je pomocí dvou stavěcích šroubů s čípkem M3x8.

Pohon jsem dimenzoval, viz kapitola 6.1.1. Utěsnění tohoto uzlu je popsáno v kapitole 6.4. Na výstupní část převodovky je přimontován druhý článek orientačního ústrojí, viz následující kapitola.



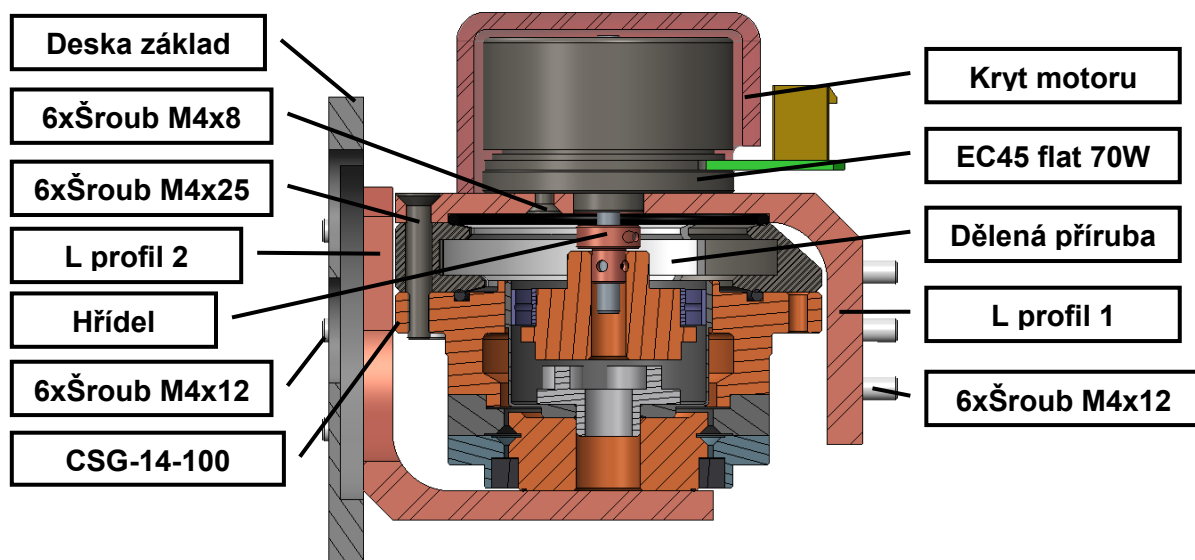
Obrázek 6.6 – Řez prvním článkem orientačního ústrojí

### 6.3 Konstrukční řešení prvního článku orientačního ústrojí

Na obrázku 6.7 je řez druhého článku orientačního ústrojí. L profil 1 je pomocí šesti šroubů M4x12 přišroubován na výstupní část převodovky prvního článku orientačního ústrojí. Na tento L profil je pomocí tří šroubů M4x8 přišroubován motor EC45 flat 70W a kryt motoru třemi šrouby M3x8. Mezi převodovkou a L profilem je distanční dělený příruba, která je zkosena kvůli zaoblení na L profilu 1. Tato příruba je dělená kvůli montáži. Převodovka je sešroubována s L profilem pomocí sedmi šroubů M4x25. Poloha je zajištěna čtyřmi kolíky 4,5x25. Moment z motoru na převodovku je přenášen přes svěrnou hřídel, která je nasazena na výstupní hřídel motoru a zajištěna šroubem M2x8 a v převodovce je svěrná hřídel zajištěna dvěma stavěcími šrouby s čípkem M3x8.

Na výstupní část převodovky je přišroubován L profil 2 pomocí šesti šroubů M4x12. Tento profil je spojen s deskou základ pomocí šesti šroubů M4x12. Základní deska je součástí efektoru a zbytek efektoru je na ni přišroubován stejným způsobem jako doposud.

Pohon jsem dimenzoval, viz kapitola 6.1.2. Utěsnění tohoto uzlu je popsáno v následující kapitole, ve které popisují krytování orientačního ústrojí.



Obrázek 6.7 – Řez druhým článkem orientačního ústrojí

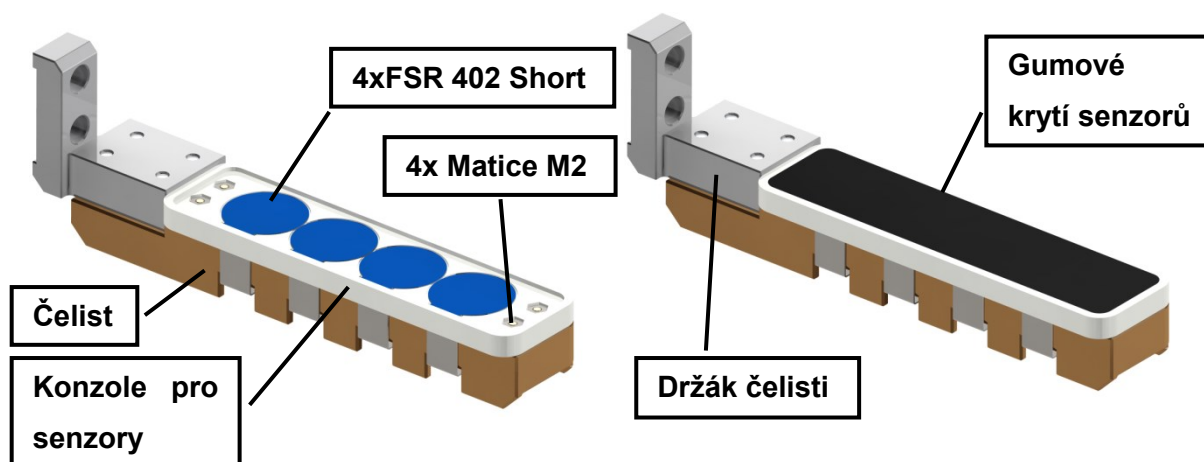
## 6.4 Senzorický subsystém efektoru

Dle požadavkového listu jsem stanovil, že by bylo vhodné doplnit efektor o schopnost měření úchopové síly v čelistech efektoru. Po konzultaci s Prof. Dr. Ing. Novákem jsem dle [6] navrhl řešení měření úchopové síly za použití senzorů FSR 402.

Základní parametry senzorů FSR 402 short

Rozměry:	(Ø x v) 18.29 mm x 0.46 mm
Aktivní plocha:	Ø 12.7 mm
Celková délka:	30.5 mm
Typ:	FSR – 402 short
Maximální citlivost:	20N
Aktivační síla:	0.2 N
Cena:	£ 34 /10ks = 1122,-/10ks [13]

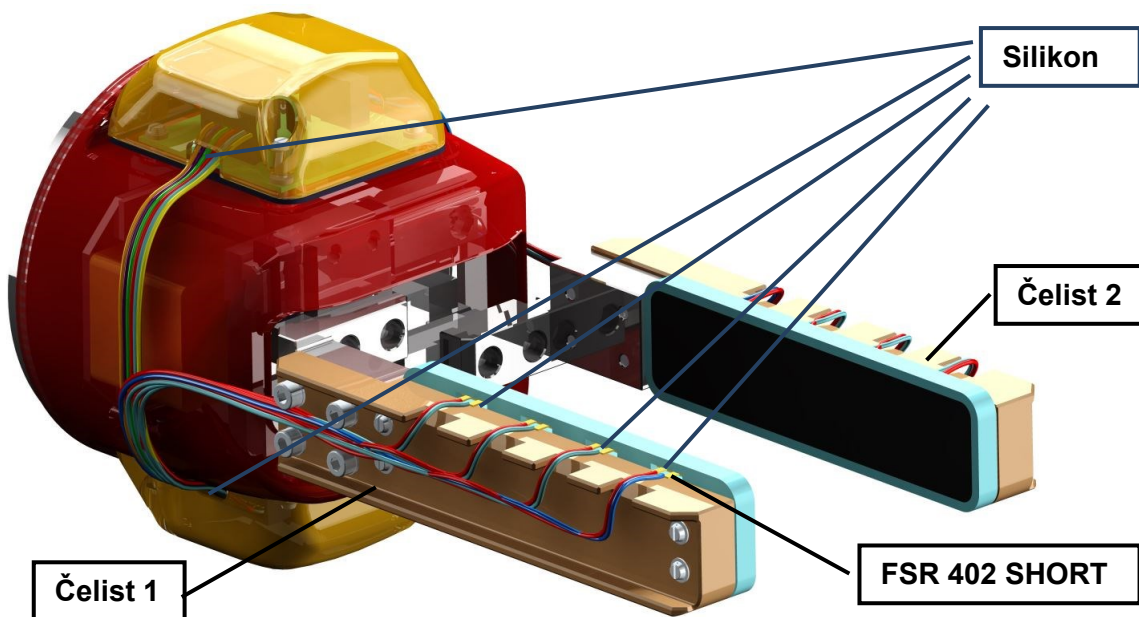
Kvůli použití senzorů FSR 402 Short, viz obrázek 6.12, jsem musel upravit stávající tvar čelistí. Připojovací parametry čelisti zůstanou stejné jako před změnami. Čelist bude přišroubována na držák čelisti pomocí čtyř šroubů M3x16. Nová čelist se bude skládat ze dvou hlavních částí - čelisti a konzole pro senzory. Čelisti nebudou stejné. Čelist 2 bude zrcadlový odraz čelisti 1. Všechny tyto kusy (čelist 1, čelist 2, konzole) budou vyrobeny pomocí technologie 3D tisku. Na novou čelist bude přišroubována konzole pro senzory pomocí čtyř šroubů M2x14, které budou zašroubovány do matic M2 přilepených v konzoli na připravených místech, viz obrázek 6.8. V konzoli budou vloženy čtyři senzory FSR 402 Short, které budou mít konektory vyvedeny na horní část čelisti, viz obrázek 6.10. Senzory budou překryty gumovým krytem, který bude přilepený na konzoli pro senzory, viz obrázek 6.9.



Obrázek 6.8 – Umístění senzorů v čelisti

Obrázek 6.9 – Zakrytí senzorů gumou





Obrázek 6.10 – Krytování motoru druhého pohonu

Ze senzorů bude signál vyveden na desku, která bude osazena zesilovačem LM2902N, trimry a napájením. Každá čelist bude mít svoji desku. Tyto desky budou vzájemně propojeny. Z jedné desky potom bude výstup 10pinový konektor, který bude obsahovat čtyři signály z každé desky, napájecí napětí a GND. Tento kabel povede až do robotu Hercules, kde bude dělicí deska.

Na dělicí desku půjde ze strany senzorů 4+4 signály ze senzorů, napájecí napětí a GND. Na druhé straně desky bude výstup na čtyři řídicí jednotky EPOS2 (dvě od motorů orientačního ústrojí typu 50/5, viz obrázek 6.11 a dvě od motorů manipulačního ramene typu 70/10). Propojení této desky s EPOS2 je zajištěno pomocí konektorů JSA 2x7pinů.

Všechny EPOS2 jsou mezi sebou propojeny pomocí sběrnice CAN a s PC jsou propojeny pomocí portu USB.

#### Základní parametry EPOS2 50/5

- pro EC a DC motory od 5 do 250W
- CAN open slave
- Hall sensor signals H1, H2, H3
- Digital inputs 11
- Analog inputs 2 – 12-bit -10...+10V
- Digital outputs 5
- Analog outputs 1, 12-bit 0...+10V
- Interface: CAN, RS232, USB

[11]



Obrázek 6.11 – Epos2 50/5 [11]



Obrázek 6.12 – FSR 402 short [13]

Jak jsem již dříve zmínil, orientační ústrojí je vybaveno dvěma motory EC45 flat 70W, viz obrázek 6.13, které jsou každý zvlášť řízeny řídicí jednotkou EPOS2 50/5.

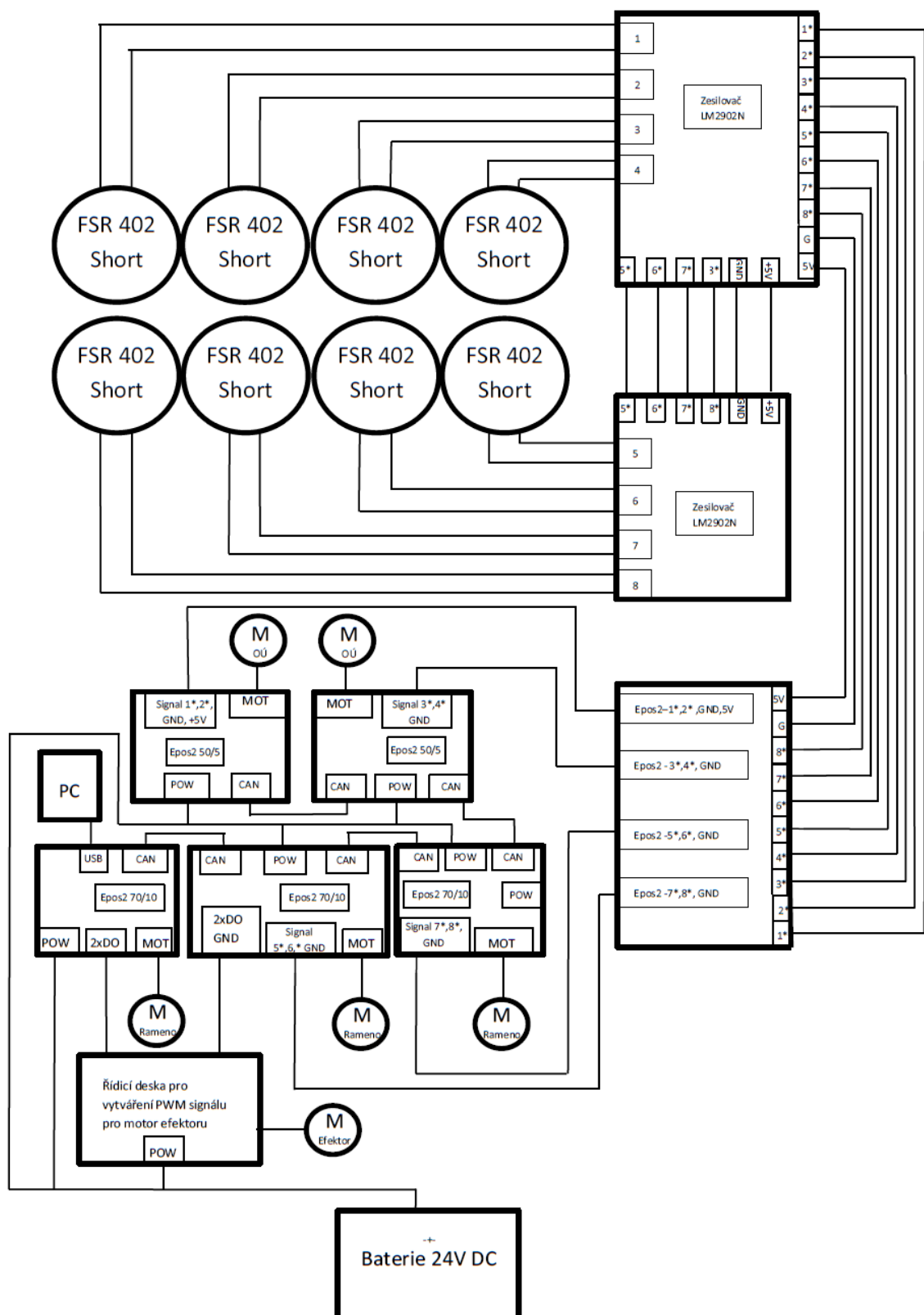
Základní parametry motoru EC45flat 70W

Nominální napětí:	24 V
Otáčky bez zatížení:	6110 rpm
Nominální otáčky:	4860 rpm
Maximální účinnost:	85%
Nominální moment:	128 mNm
Nominální proud:	3.21 A



Obrázek 6.13 – EC45 flat 70W[11]

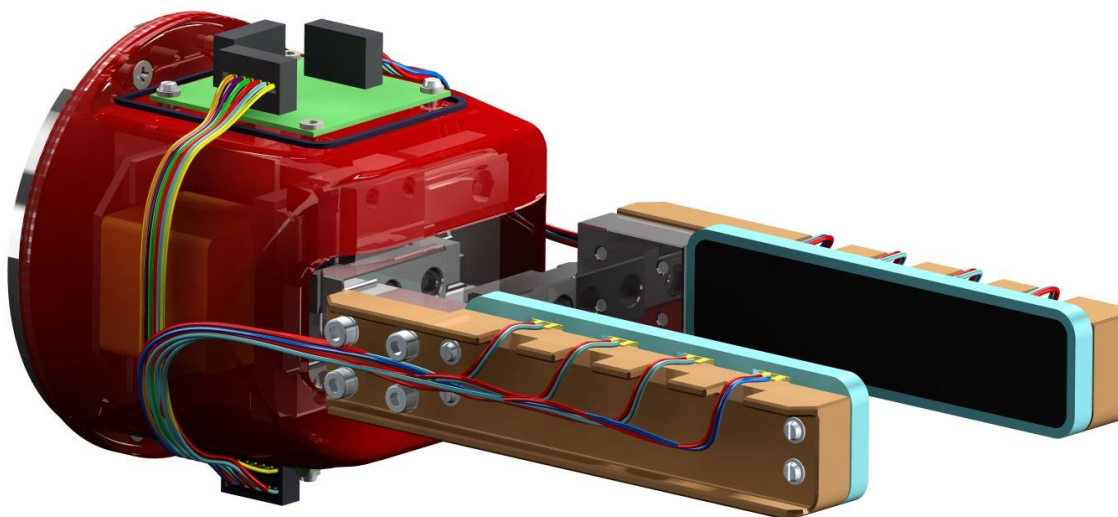
Ve schématu zapojení manipulačního ramene robotu Hercules, viz obrázek 6.14, je znázorněno kompletní zapojení ramene včetně orientačního ústrojí, efektoru a jeho senzorického subsystému. Dle schématu jsou všechny EPOS2 mezi sebou propojeny přes CAN sběrnici. Z „poslední“ EPOS2 je signál přenášen do PC přes USB. Může nastat, že přenosová kapacita USB nebude stačit. Toto se bude muset vyzkoušet po celkovém zapojení. Tento problém by se dal řešit tak, že se udělají dva obvody EPOS2, které mezi sebou budou propojené. Signál do PC bude veden paralelně z obou obvodů.



**Obrázek 6.14 – Schéma zapojení manipulačního ramene robotu Hercules**

Jak jsem již dříve zmínil, signál ze senzorů je veden do desek se zesilovači. Tyto desky jsem musel umístit co nejbližší těmto senzorům, protože změna odporu těchto senzorů je velice malá. Čím blíže zesilovače budou umístěny, tím přesnější budou tyto senzory.

Já jsem tyto desky se zesilovači umístil z vnějšku na hlavní kryt efektoru, viz obrázek 6.15.



**Obrázek 6.15 – Ustavení desek zesilovačů**

Každá deska je přišroubována dvěma šrouby M2x8 do hlavního krytu efektoru. V hlavním krytu jsou vevnitř nalepeny matice M2 vždy dvě pro každou desku. Hlavní kryt efektoru disponuje veškerými osazeními jak pro desky seshora, tak středícími otvory pro matice zevnitř krytu.

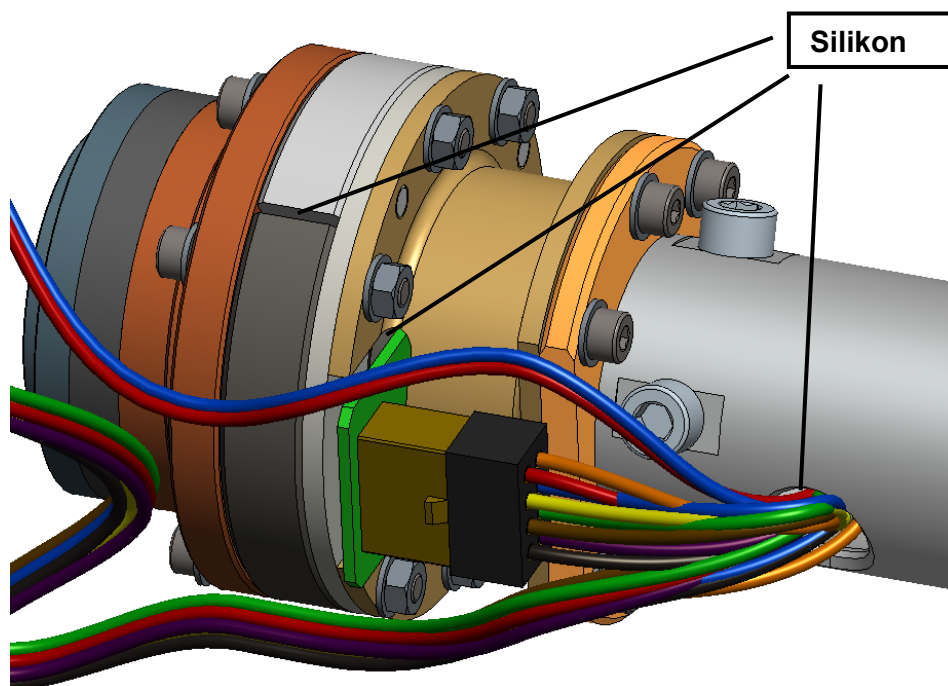
## 6.5 Krytování

Dle požadavkového listu, který jsem konzultoval s vedoucím diplomové práce, je požadováno dosáhnout stupně krytí IP44. Stupeň krytí IP charakterizuje odolnost zařízení proti vodě, proti vniknutí cizích předmětů a před nebezpečným dotykem. První číslice charakterizuje dotyk nástrojem a vniknutí velmi drobných cizích předmětů. Druhá číslice charakterizuje odolnost proti vniknutí vody.

Zvolená norma IP44 charakterizuje nebezpečný dotyk drátem ( $>1\text{ mm}$ ), vniknutí velmi drobných předmětů a ochranu proti stříkající vodě na přístroj v množství 10 litrů za minutu a při tlaku  $80\text{--}100\text{ kN/m}^2$  po dobu 5 minut ve všech směrech. [7]

### 6.5.1 Krytování orientačního ústrojí

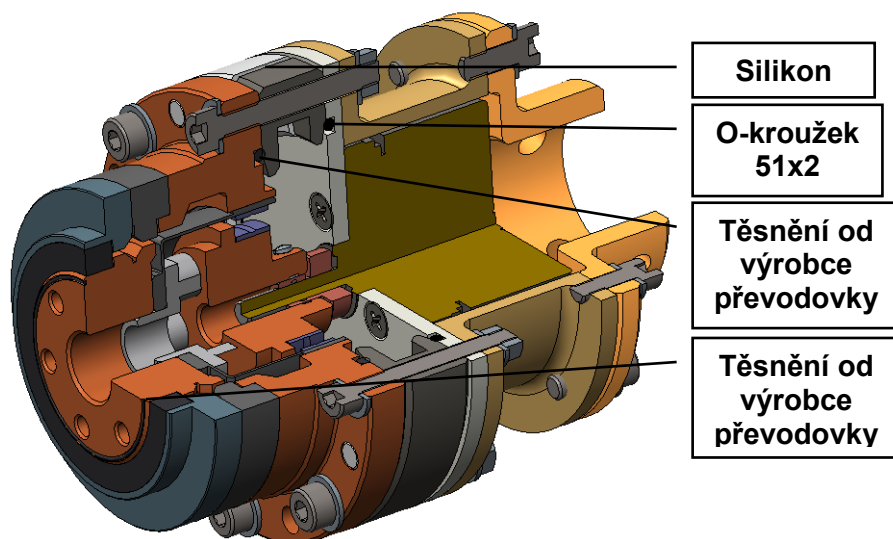
První článek orientačního ústrojí bezpečně normu IP44 splňuje. První motor typu EC45 flat 70W je chráněn nosnou trubkou, kolem konektoru je těsněn silikonem. Konektor jako takový vodotěsný je. Dále spoj dělené příruby a otvor sloužící pro přívod kabelů je také utěsněn silikonem, viz obrázek 6.16.



Obrázek 6.16 – Krytování motoru 1

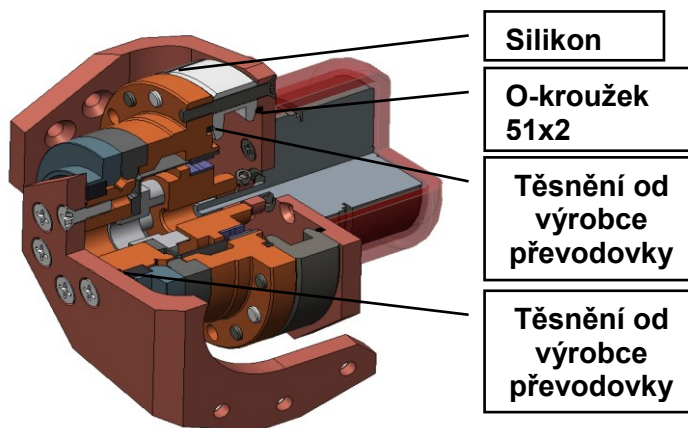
Mezi držákem motoru a převodovkou je vložena dělená příruba, která z každé strany doléhá na těsnění jak od převodovky, tak od držáku motoru. Jednotlivé části

příruby jsou k sobě utěsněny silikonem. Mezi převodovkou a L profilem 1 je také těsnění, viz obrázek 6.17. L profil utěsňuje vnitřní prostor harmonické převodovky.



**Obrázek 6.17 – Těsnění prvního pohonu**

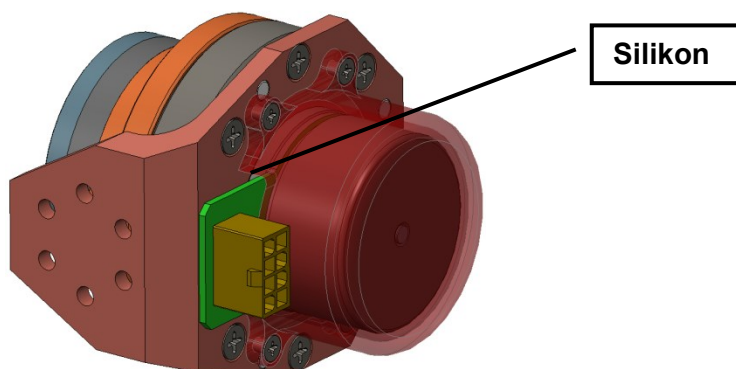
Mezi převodovkou druhého pohonu a L profilem je vložena dělená příruba, která z každé strany doléhá na těsnění na převodovce a na L profilu. Jednotlivé části příruby jsou utěsněny silikonem. Mezi převodovkou a L profilem 2 je také těsnění, viz obrázek 6.18.



**Obrázek 6.18 – Těsnění pohonu 2**

Druhý motor je chráněn krytem vytisknutým pomocí 3D tisku, kolem konektoru motoru je jako těsnění použit silikon. Konektor jako takový vodotěsný je, viz obrázek 6.19.



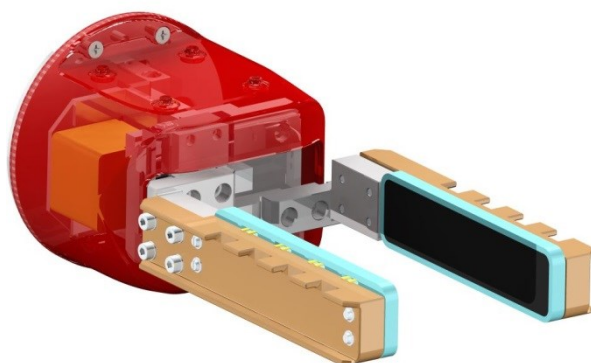


Obrázek 6.19 – Krytování motoru druhého pohonu

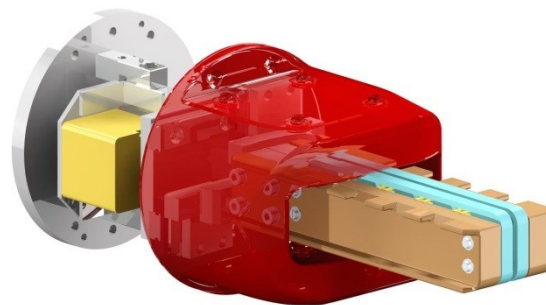
### 6.5.2 Krytování efektoru

Krytování efektoru by mělo splňovat normu krytí IP44, viz požadavkový list. Při zakrytování efektoru bylo potřeba krytovat samostatný efektor, ale také přidané prvky jako například desky se zesilovači.

Hlavní kryt efektoru, viz obrázek 6.20 je hlavní krytovací prvek efektoru a je vyroben z jednoho kusu. Na efektor se montuje se zavřenými čelistmi efektoru. Nasazuje se zepředu, viz obrázek 6.21.

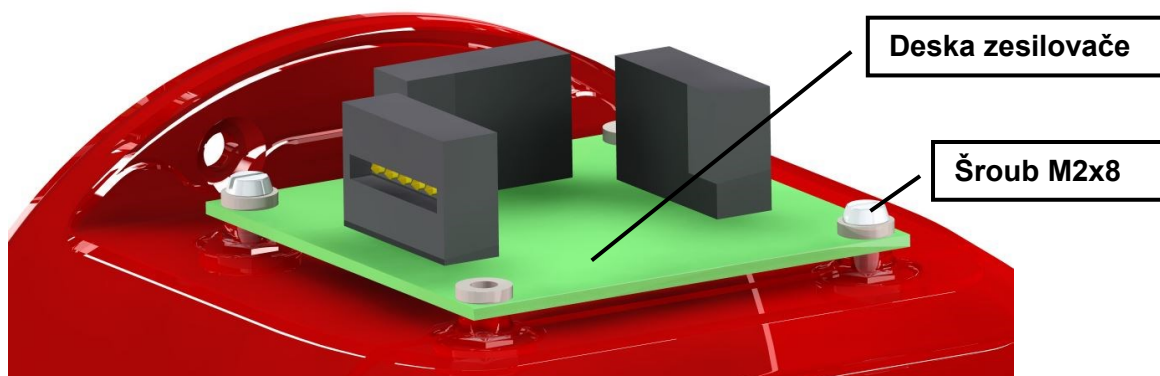


Obrázek 6.20 – Hlavní kryt efektoru



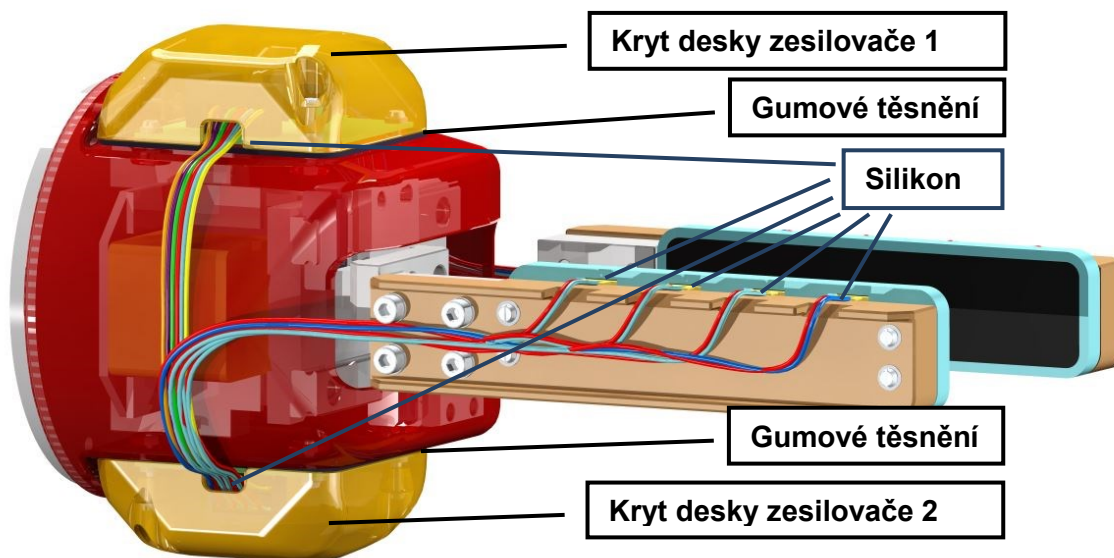
Obrázek 6.21 – Nasazování hlavního krytu

V hlavním krytu jsou připraveny otvory pro ustavení dvou desek se zesilovači, které zmiňuji v kapitole 6.4 Senzorický subsystém robotu. Každá tato deska je přišroubována dvěma šrouby M2x8, viz obrázek 6.22. Z vnitřní strany hlavního krytu je připraveno osm nálitků pro nalepení matic M2.



Obrázek 6.22 – Přišroubovaná deska se zesilovačem

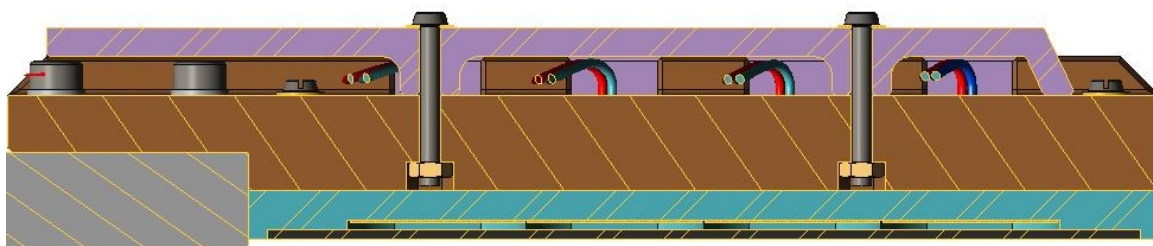
Desky se zesilovači jsou krytovány samostatnými kryty. Tyto kryty jsou zajištěny každý dvěma šrouby M2x14. Šrouby prochází zbylými dírami v deskách zesilovačů a jsou zašroubovány do matic M2, které jsou přilepeny uvnitř hlavního krytu. Kryty zesilovačů v sobě mají umístěné otvory pro kabeláž. Tyto otvory se po protažení kabeláže zatmelí silikonem. Kontakty senzorů FSR 402 SHORT umístěné na čelistech bude také vhodné zatmelit silikonem. Mezi krytem zesilovače a hlavním krytem je nalepeno gumové těsnění. Těmito kroky se zamezí průniku vody a prachu do oblastí kolem desek zesilovačů. Krytování desek zesilovačů je znázorněno na obrázku 6.23.



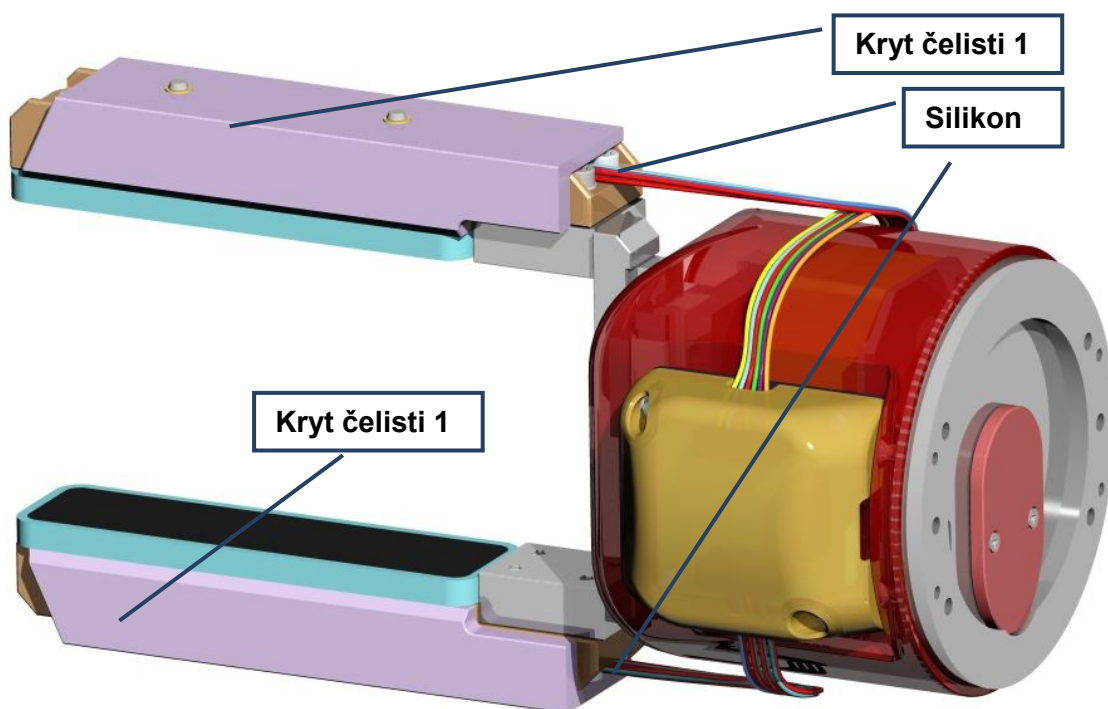
Obrázek 6.23 – Přišroubovaná deska se zesilovačem



Kabeláž vedená skrz čelisti je zatím nechráněná. Dle mého návrhu by kabeláž k čelistem měla být připevněna pomocí stahovacích pásků a propojovací kontakty senzorů s kabeláží budou zatmeleny silikonem. Popřípadě by čelisti mohly být krytované, viz obrázek 6.25. Kryt by byl jednoduše vyrobený z jednoho kusu pro každou čelist zvlášť. Připevněn by byl pomocí dvou šroubů M2x16. Matice by byly vloženy do otvorů připravených v samostatných čelistech a přilepeny, viz obrázek 6.24. Místo, kde vycházejí kabely ven z čelisti, by bylo zatmeleno silikonem.

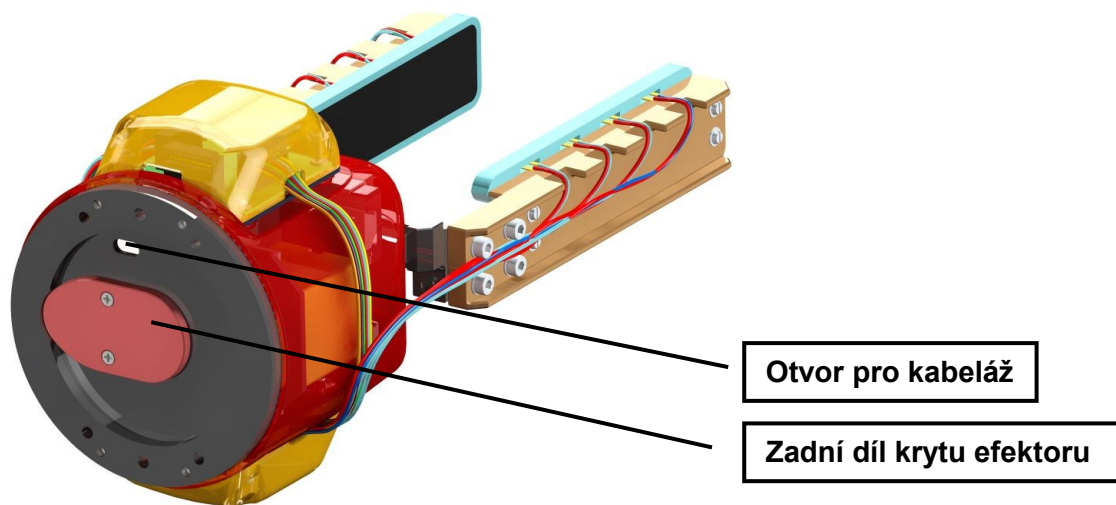


Obrázek 6.24 – Montáž krytu čelisti



Obrázek 6.25 – Návrh krytování čelistí

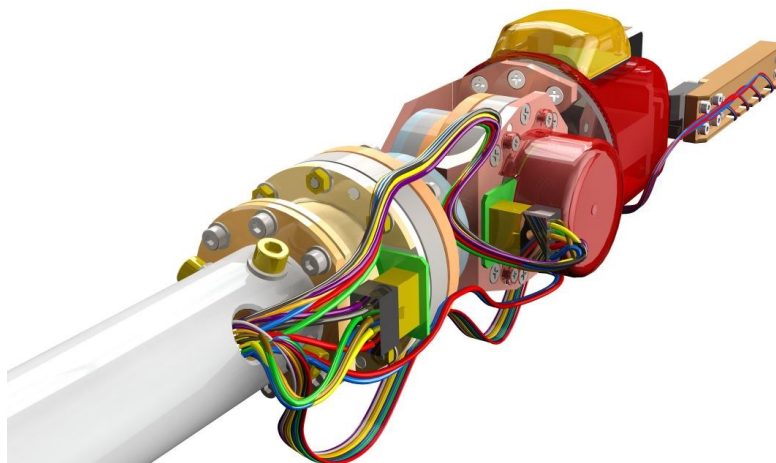
Zadní díl efektoru je zakrytován pomocí jednoduché desky, která je přišroubovaná na základní desku efektoru. Otvor pro přívod kabelů k motoru pro pohon čelistí je vhodné po protažení kabeláže také zatmelit silikonem. Na obrázku 6.26 je pohled na kompletně zakrytovaný efektor, včetně protažené kabeláže od senzorů k deskám se zesilovači.



Obrázek 6.26 – Zadní kryt efektoru

## 6.6 Kabeláž

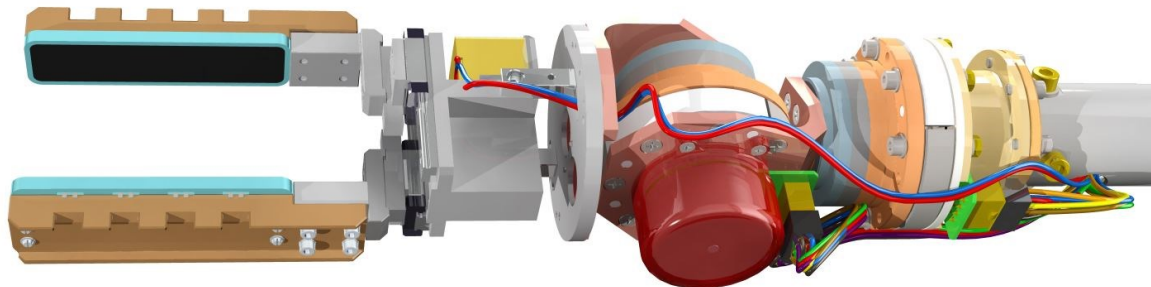
Návrh kabeláže jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0 v modulu Cabling. Na obrázku 6.27 je znázornění vedení kabeláže k motoru 1 a 2. Kabely povedou z Epos2 50/5 vnitřkem manipulačního ramene až k orientačnímu ústrojí, kde budou vyvedeny ven. Ke každému motoru vede osm kabelů. Motory neobsahují encodery, ale pouze Hallovy sondy. Tyto hallovy sondy jsou také napojeny přímo do Epos2 50/5



Obrázek 6.27 – Vedení kabeláže k pohonům 1a 2

Na obrázku 6.28 je znázorněno vedení kabelů k motoru efektoru. Tyto kabely vedou z řídicí desky efektoru, která je umístěna uvnitř robotu Hercules, vnitřkem

manipulačního ramene společně s kabely k motorům. Dále jsou kabely prostrčeny otvorem v desce základ a následně zapojeny do motoru efektoru. V tabulce 6.1 jsou znázorněny délky jednotlivých kabelů efektoru a orientačního ústrojí.

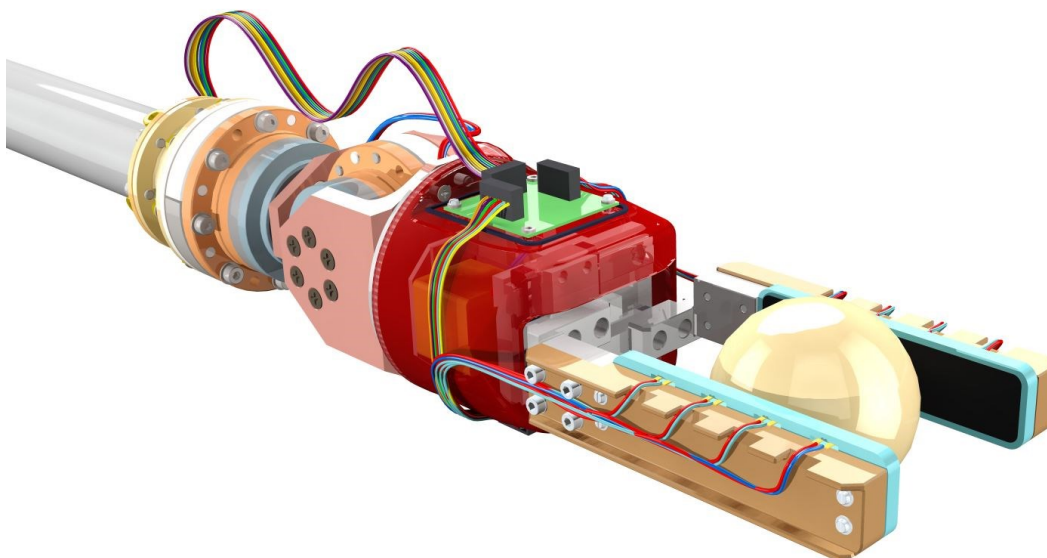


Obrázek 6.28 – Vedení kabeláže k motoru efektoru

Tabulka 6.1 – Tabulka délek kabelů

Druh kabelu	Počet kusů	Délka po začátek orientačního ústrojí	Celková délka
Kabely k pohonu efektoru efektoru	2	360 mm	2510 mm
Kabely ke druhému elektromotoru	8	265 mm	2415 mm
Kabely k prvnímu elektromotoru	8	60 mm	2210 mm
Kabely k senzorům hlavní desce zesilovačů	10	360 mm	2510 mm
Propojovací kabely desek zesilovačů	6	-	110 mm
Kabely k jednotlivým senzorům FSR 402 - 1	4	-	150 mm
Kabely k jednotlivým senzorům FSR 402 - 2	4	-	170 mm
Kabely k jednotlivým senzorům FSR 402 - 3	4	-	190 mm
Kabely k jednotlivým senzorům FSR 402 - 4	4	-	210 mm

Délky kabelů jsem změřil pomocí nástroje Cable Length v prostředí Cabling v programu Creo Parametric 2.0. Kabely, které vedou od orientačního ústrojí celým manipulačním ramenem až do robotu, jsem změřil po začátek orientačního ústrojí. Konstantně jsem přidal délku 2150mm, což by mělo vystačit i s rezervou až do robotu. Na obrázku 6.29 je vizualizace kabeláže senzorů efektoru.

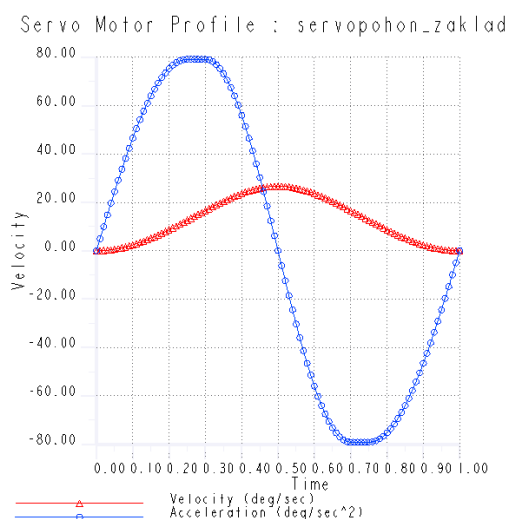


Obrázek 6.29 – Vizualizace kabeláže efektoru

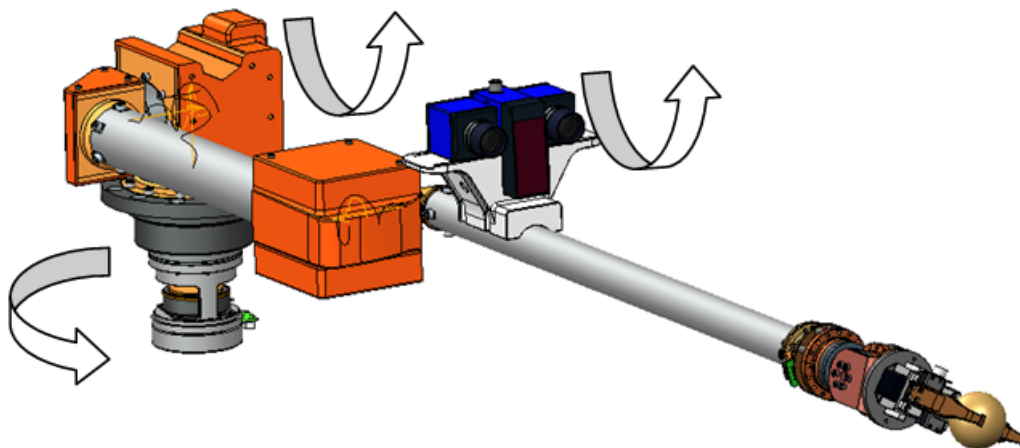
## 6.7 Dynamická analýza celého manipulačního ramene

Pro úplnost jsem provedl dynamickou analýzu celého ramene s použitím orientačního ústrojí včetně efektoru, dle mého návrhu. Parametry analýzy jsem nechal obdobné jako u analýzy v kapitole 2.2.2 Dynamický rozbor ramene. Rameni zůstávají původní pohonné jednotky, viz kapitola 2.2.3.

Objekt manipulace jsem zvolil jednoduchou kouli s průměrem 60mm a ideální váhou 1.4 kg. Rameno je podrobováno analýzám s maximální hmotností objektu manipulace. Pro simulace jsem ramenu přidal v kloubech vazby typu pin (1, 2 a 3 rotace).

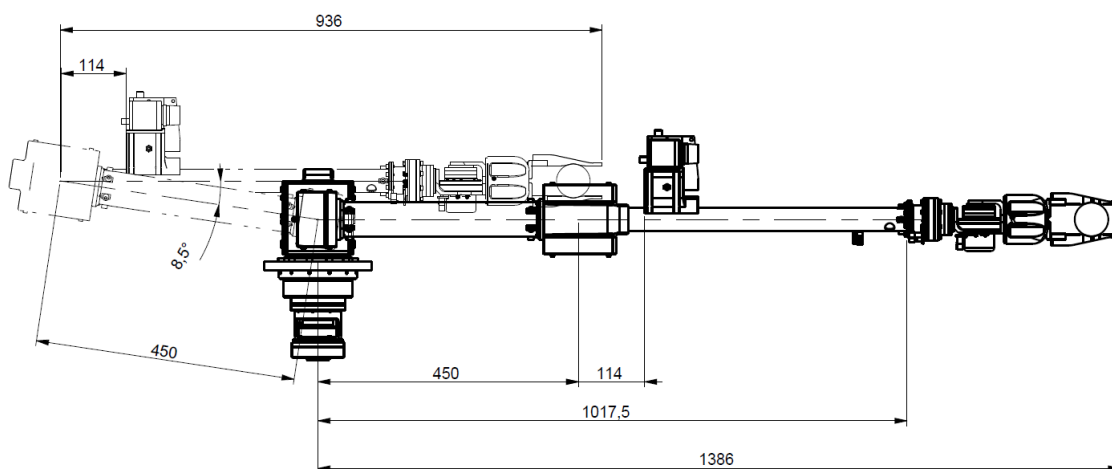


Obrázek 6.30 – Úhlová rychlost a zrychlení pohonů



**Obrázek 6.31 – Poloha start pro simulace**

Servopohony v osách rotací jsou definovány úhlovým zrychlením. V grafu, viz obrázek 6.30, je znázorněno zrychlení servopohonu v porovnání s úhlovou rychlostí v závislosti na čase. Čas simulace jsem nastavil na 1s. Dle grafu v čase 0.5 s rameno dosáhne maximální úhlové rychlosti, poté začne brzdit až do zastavení. Na obrázku 6.31 je znázorněna poloha start pro simulace.



**Obrázek 6.32 – Krytování motoru druhého pohonu**

Pro danou simulaci jsem nastavil vždy pouze jeden pohon se zrychlením, viz obrázek 6.30, ostatním pohonům jsem definoval nulové zrychlení. Toto nastavení bude v reálu fungovat jako brzdy. Na obrázku 6.32 je znázorněno maximální vyložení ramene již s použitím nového orientačního ústrojí včetně efektoru.

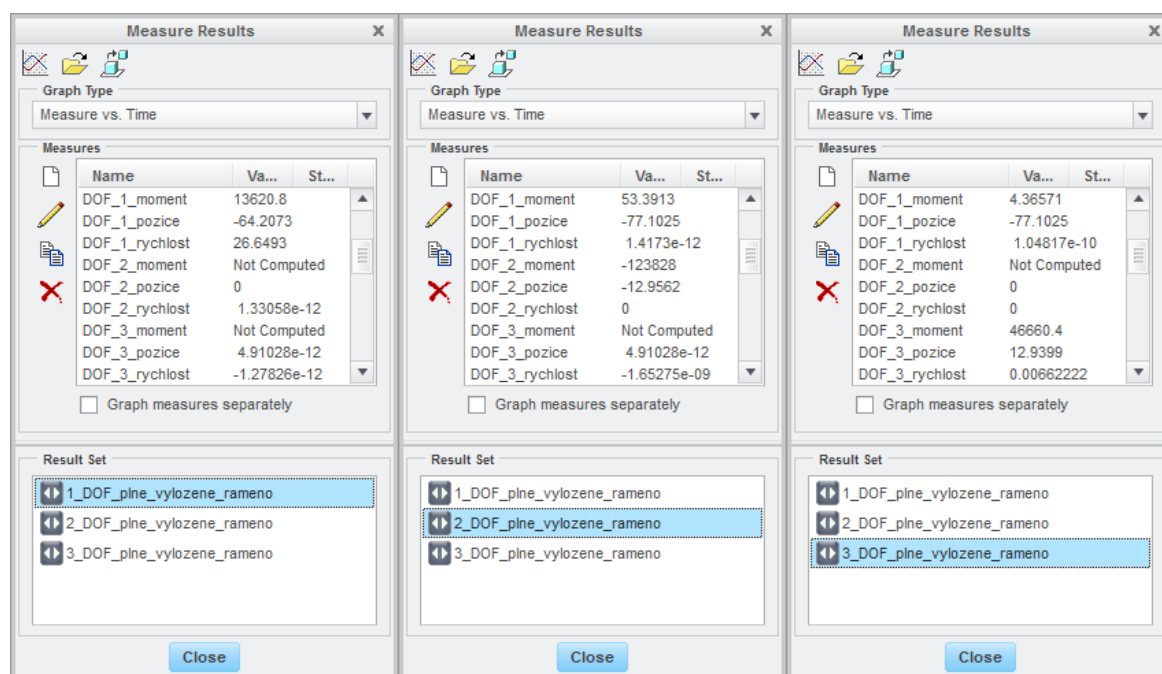
V tabulce 6.2 jsou znázorněny maximální krouticí momenty v jednotlivých pohonech. V tabulce 6.3 jsou maximální krouticí momenty, viz kapitola 2.2.2 Dynamický rozbor ramene. Výsledky analýzy jsou znázorněny na obrázku 6.33.

**Tabulka 6.2 – Maximální momenty v pohonech (s orientačním ústrojím)**

Maximální krouticí moment pro pohon 1	13.6 Nm
Maximální krouticí moment pro pohon 2	123.8 Nm
Maximální krouticí moment pro pohon 3	46.7 Nm

**Tabulka 6.3 – Maximální momenty v pohonech (bez orientačního ústrojí)**

Maximální krouticí moment pro pohon 1	10.7 Nm
Maximální krouticí moment pro pohon 2	102.2 Nm
Maximální krouticí moment pro pohon 3	34.3 Nm

**Obrázek 6.33 – Výsledky analýz pro jednotlivé pohony**Jednotky tabulkových hodnot

Momenty	-	[N mm]
Síly	-	[N]
Pozice	-	[deg]
Rychlosti	-	[deg/s]



Z výsledků je patrné, že pohon 2 manipulačního ramene bude opět přetížen a to na maximální hodnotu 123.8 Nm. Toto přetížení je krátkodobě akceptovatelné. Harmonické převodovky je možno přetížit až na hodnotu 191 Nm, viz obrázek 6.34.

Při zatížení objektem manipulace 5 kg se dostaneme na druhém pohonu na krouticí moment 190 Nm. Objekt manipulace 5 kg je maximální možný z hlediska únosnosti použitých harmonických převodovek.

Size	Ratio	Rated Torque at 2000 Tr rpm		Limit for Repeated Peak Torque		Limit for Average Torque		Limit for Momentary Peak Torque	
		Nm	in-lb	Nm	in-lb	Nm	in-lb	Nm	in-lb
14	50	7.0	62	23	204	9	80	46	407
	80	10	89	30	266	14	124	61	540
	100	10	89	36	319	14	124	70	620
17	50	21	186	44	390	34	301	111	805
	80	29	257	56	496	35	310	113	1000
	100	31	274	70	620	51	451	143	1266
	120	31	274	70	620	51	451	112	991
20	50	33	292	73	646	44	389	127	1124
	80	44	389	96	850	61	540	165	1460
	100	52	460	107	947	64	566	191	1690
	120	52	460	113	1000	64	566	191	1690
	160	52	460	120	1062	64	566	191	1690

Obrázek 6.34 – Maximální momenty Harmonických převodovek typu CSG [14]

## 6.8 Dosažené parametry ramene orientačního ústrojí a efektoru

Navržený efektor včetně senzorky a kabeláže váží 3.28 kg. V kapitole 4.4 Varianta 4 zmiňuji, že tato varianta váží 2.33 kg. Varianta 4 měla součásti, které nebyly pevnostně namáhané navrženy z hliníku. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsem všem součástem definoval ocel 11 373 nebo 11 500 podle pevnostního namáhání jednotlivých součástí. Také se váha navýšila díky úpravám spojené s návrhem senzorického subsystému efektoru a celkového zakrytování.

V následujících tabulkách jsou znázorněny základní parametry ramene a orientačního ústrojí a efektoru.

**Tabulka 6.4 – Parametry ramene**

Nosnost	1.4 kg
Váha ramene	29.6 kg
Počet stupňů volnosti	3
Dosah ramene	1390 mm
Nominální napětí	24 V DC
Elektromotory	3x MAXON EC90F 90W

**Tabulka 6.5 – Parametry orientačního ústrojí**

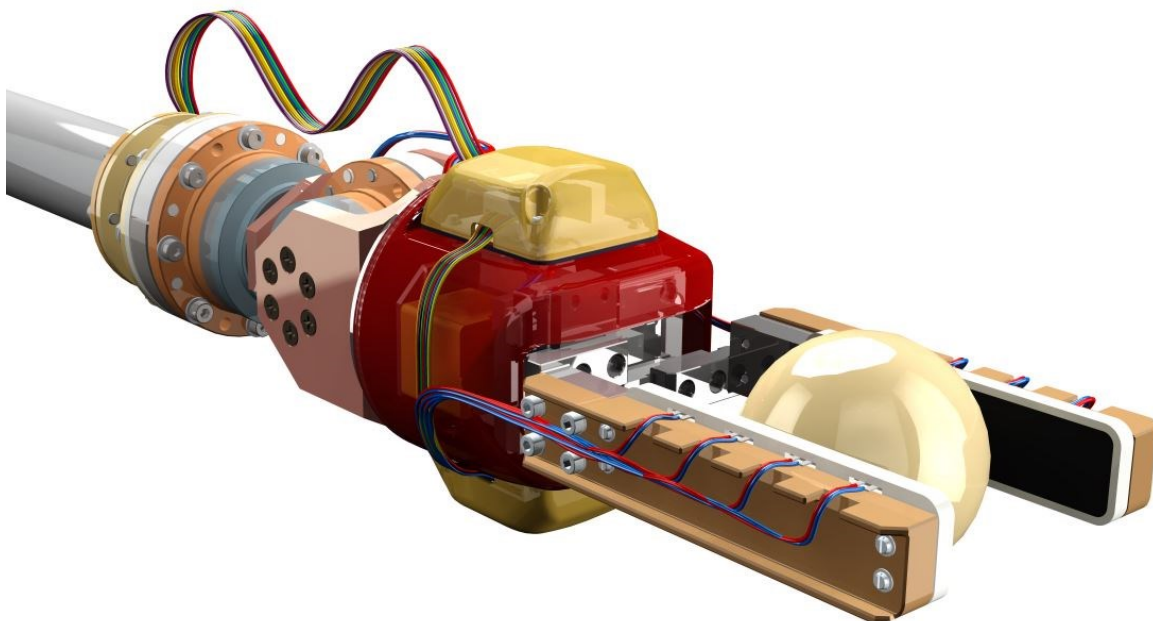
Nosnost	5 kg
Váha	2.58 Kg
Počet stupňů volnosti	2
Vzdálenost těžiště od osy	0.4 mm
Nominální napětí	24 V DC
Elektromotory	2x MAXON EC45 flat 70W
Stupeň krytí	IP44

**Tabulka 6.6 – Parametry efektoru**

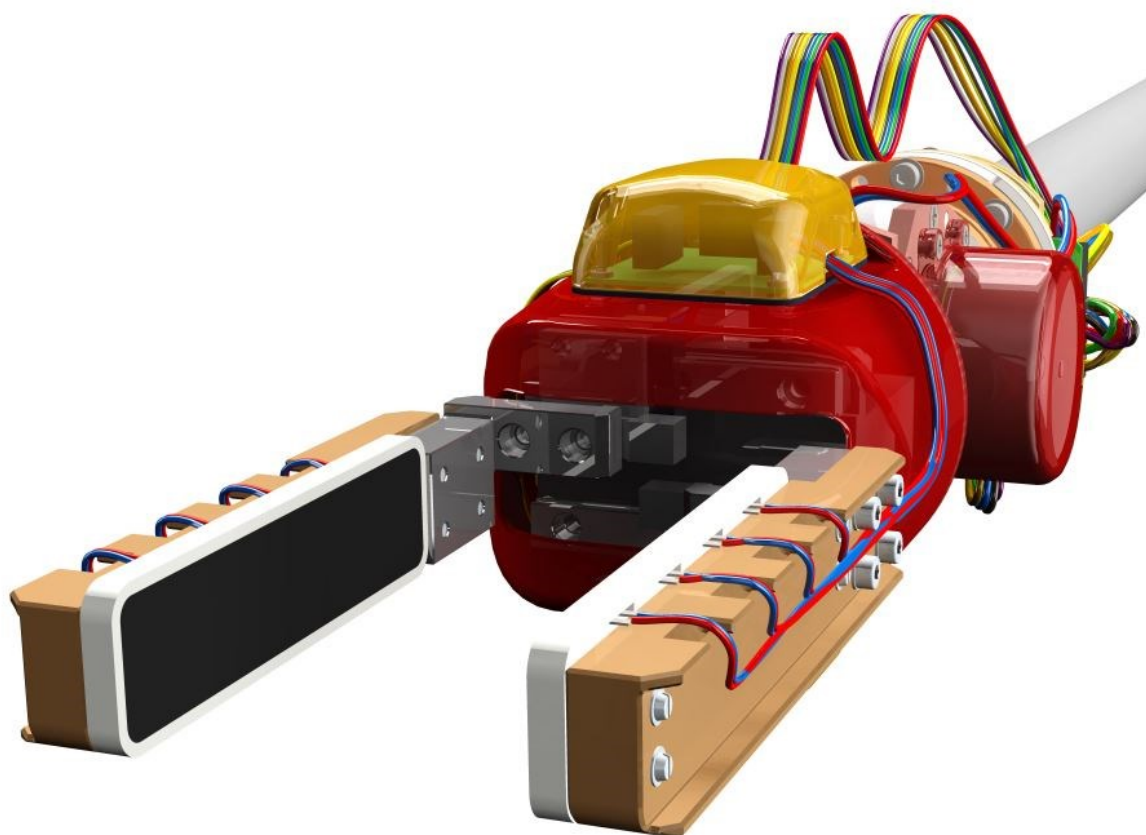
Nosnost	1.4 kg
Váha	0.7 kg
Počet stupňů volnosti	1
Maximální rozevření čelistí	62 mm
Senzorika	Schopnost měření úchopné síly pomocí FSR 402
Napájení	24V DC
Stupeň krytí	IP44



## 6.9 Vizualizace efektoru se třemi stupni volnosti



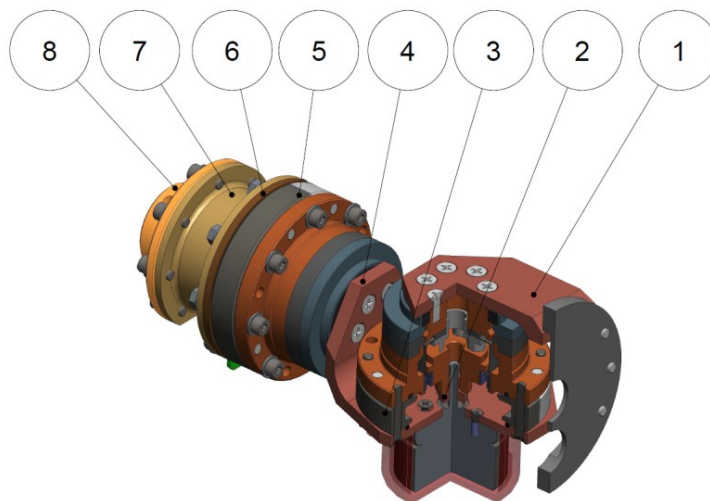
Obrázek 6.35 – Efektor s objektem manipulace



Obrázek 6.36 – Efektor se třemi stupni volnosti

## 7 Pevnostní výpočty jednotlivých součástí orientačního ústrojí:

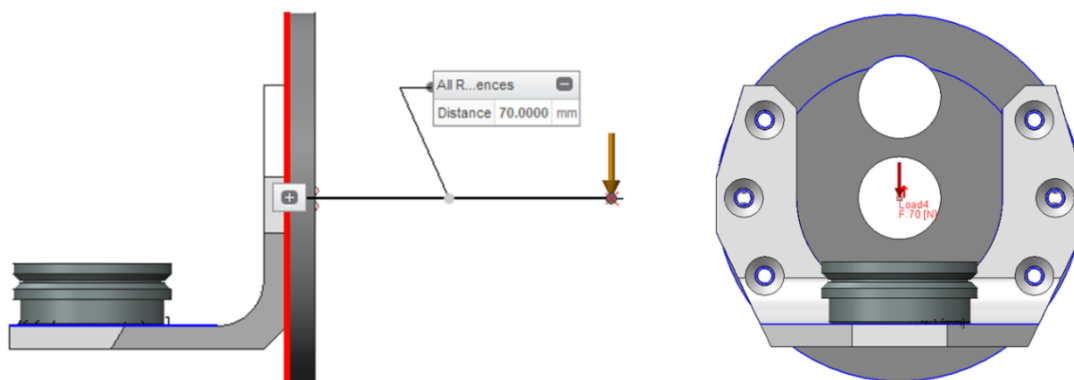
V této kapitole se budu věnovat pevnostním výpočtům jednotlivých komponent orientačního ústrojí. S výpočtem budu postupovat od přípojovací příruby efektoru (součást 1), viz obrázek 7.1. Pevnostní výpočty jsou prováděny v softwaru CREO Parametric 2.0. Dále jsou součástí této kapitoly kontrolní výpočty.



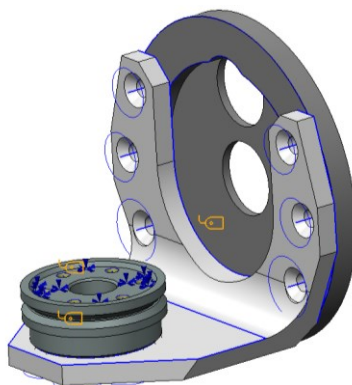
Obrázek 7.1 – Očíslování jednotlivých součástí

### 7.1 L profil 2 – součást 1

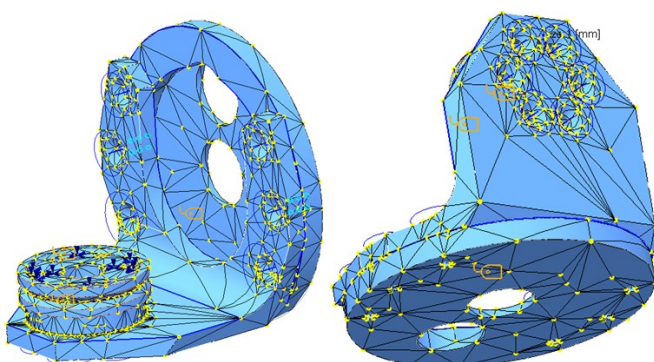
Tuto pevnostní analýzu jsem řešil jako sestavu metodou Quick check. L profil jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí a je orientovaná, viz obrázek 7.2. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují L profil a převodovku a také šrouby, které spojují L profil se základní deskou efektoru. Šrouby mají definované přepětí 200N. Díl převodovky jsem vložil jako pevnou součást. Mezi jednotlivými součástmi je definovaný kontakt, viz obrázek 7.3.



Obrázek 7.2 – Orientace silového zatížení L profilu 2

**Obrázek 7.3 – Vstupní hodnoty simulace L profilu 2**

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 343. Mřížku pro pevnostní výpočet jsem zhustil na kritických místech, viz obrázek 7.4. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.1.

**Obrázek 7.4 – Mřížka pro pevnostní výpočet L profilu 2**

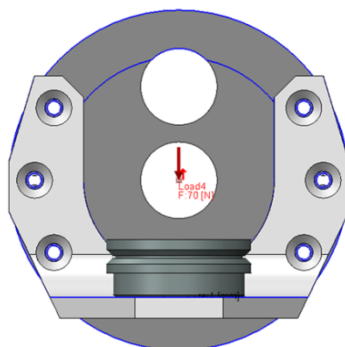
AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 10913
Tri:	0	Face: 15099
Quad:	0	Face-Face Link: 0
Tetra:	6487	Edge-Face Link: 0
Wedge:	0	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	0.86	Max Edge Angle: 169.31
Max Aspect Ratio: 15.45		
Elapsed Time: 0.13 min		CPU Time: 0.12 min
Close		

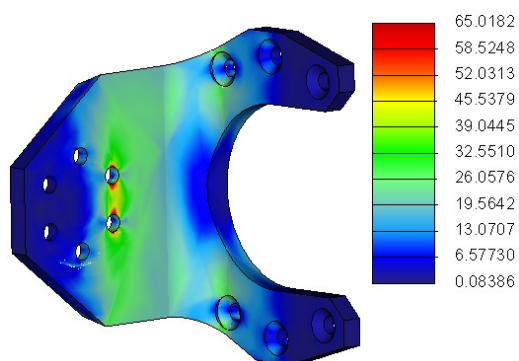
**Tabulka 7.1 – Vlastnosti mřížky L profilu 2**

Zatěžovací síla:	70N	
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90 MPa	[6]

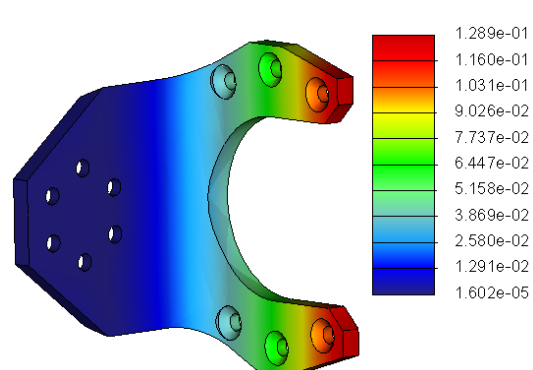
Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro tři různá silová působení:

- a) Kolmo na L profil, viz obrázek 7.5. Na obrázku 7.6 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.7 je znázorněná maximální deformace[mm].

**Obrázek 7.5 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 a)**

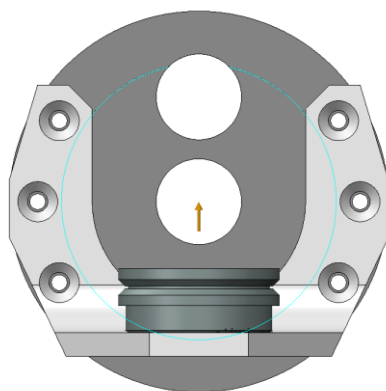


Obrázek 7.6 – Maximální napětí L-profilu 2 a)

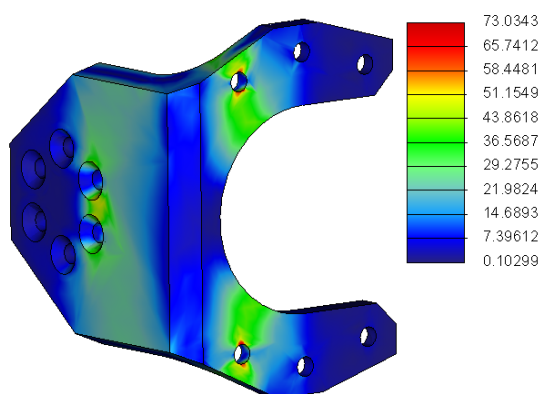


Obrázek 7.7 - Maximální deformace L profilu 2 a)

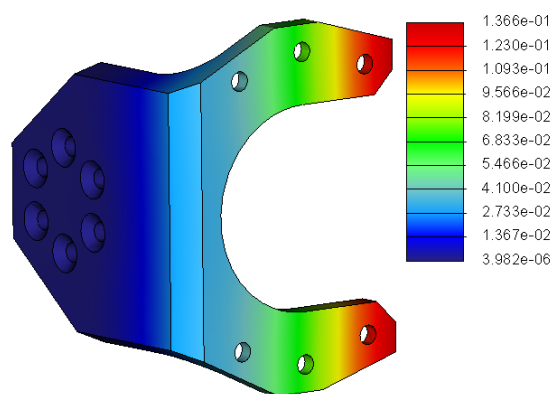
b) Kolmo na L profil s otočenou orientací, viz obrázek 7.8. Na obrázku 7.9 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.10 je znázorněná maximální deformace [mm].



Obrázek 7.8 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 b)

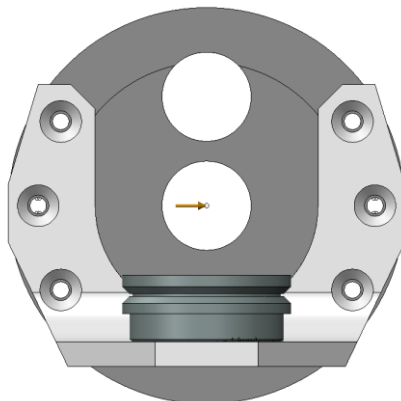


Obrázek 7.9 – Maximální napětí L profilu 2 b)

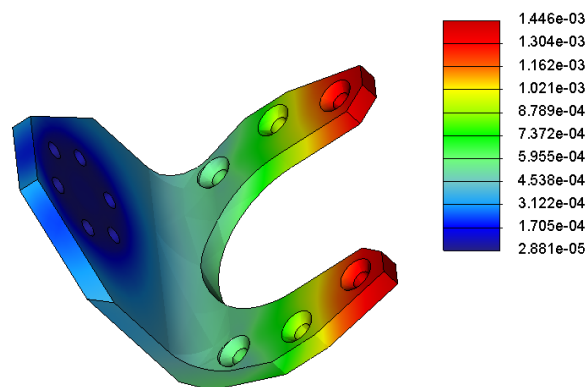
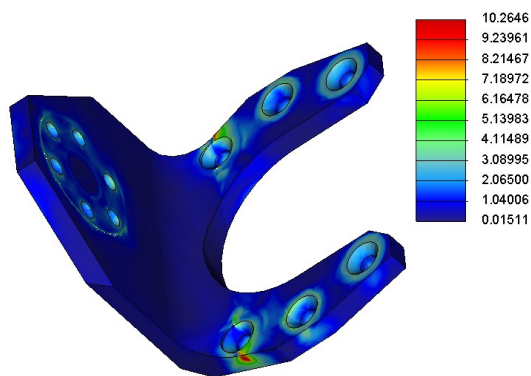


Obrázek 7.10 - Maximální deformace L profilu 2 b)

- c) Kolmo na L profil, viz obrázek 7.11 Na obrázku 7.12 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.13 je znázorněná maximální deformace [mm].



Obrázek 7.11 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 c)

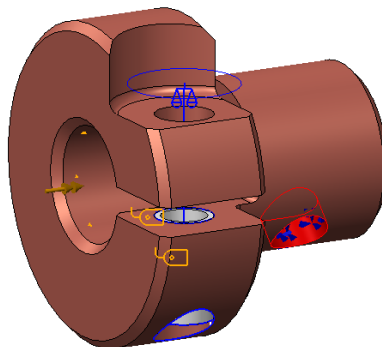


Obrázek 7.12 – Maximální napětí L profilu 2 c)      Obrázek 7.13 - Maximální deformace L profilu 2 c)

Ve všech třech případech vychází maximální napětí menší než maximální dovolené napětí 90 MPa. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0.

## 7.2 Hřídel svěrný spoj

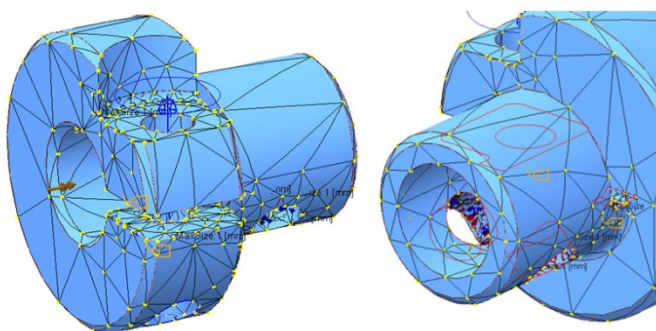
Tuto součást jsem podrobil analýze řešenou metodou Multi-pass Adaptive. Osu hřídele jsem zatížil krouticím momentem, který působí na vnitřní průměr hřídele a je vyvozován motorem. Šroub stahuje tento svěrný spoj a vyvozuje osovou sílu  $F_o$ . Pevné vetknutí jsem znázornil červenou barvou na obrázek 7.14



**Obrázek 7.14 – Dynamické účinky na hřídel svěrného spoje**

Krouticí moment od motoru	$M_k = 109.4 \text{ N}$	[11]
Osová síla ve šroubech	$F_o = 136.5 \text{ N}$	(4)
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90 MPa	[6]

Materiál hřídele jsem zvolil ocel s označením 11 343. Mřížku pro pevnostní výpočet jsem zhustil na kritických místech, viz obrázek 7.15. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.2.



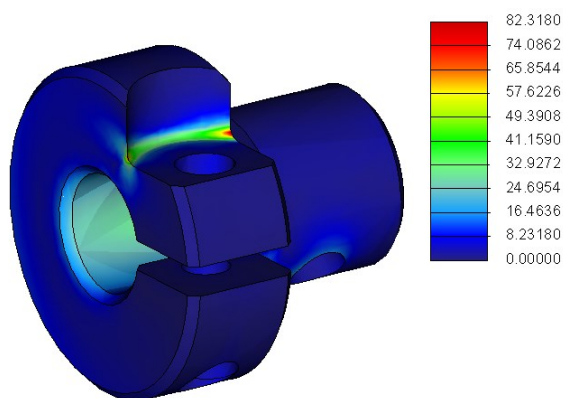
**Obrázek 7.15 – Mřížka pro pevnostní výpočet hřídele**

AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 2525
Tri:	0	Face: 3537
Quad:	0	Face-Face Link: 0
Tetra:	1540	Edge-Face Link: 0
Wedge:	0	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	5.10	Max Edge Angle: 165.72
Max Aspect Ratio:	9.52	
Elapsed Time:	0.05 min	CPU Time: 0.05 min
Close		

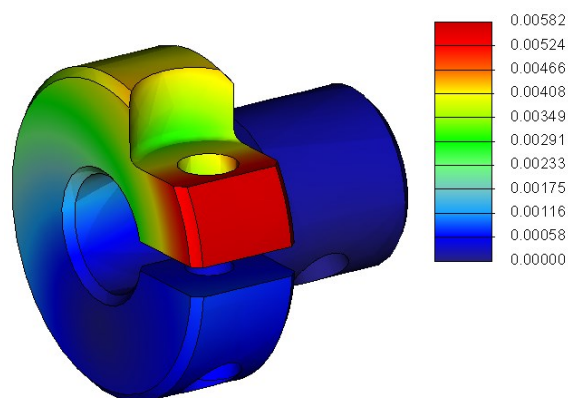
**Tabulka 7.2 – Vlastnosti mřížky hřídele**



Na obrázku 7.16 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Na obrázku 7.17 je znázorněná maximální deformace hřídele svěrného spoje [mm]. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa.



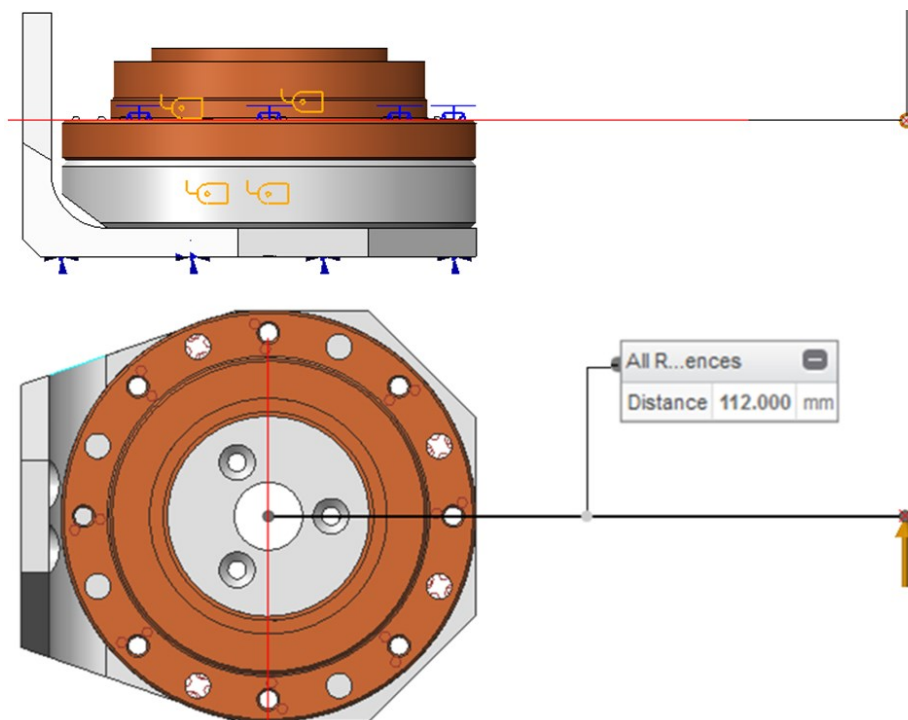
Obrázek 7.16 – Maximální napětí hřídele svěrného spoje



Obrázek 7.17 – Maximální deformace hřídele svěrného spoje

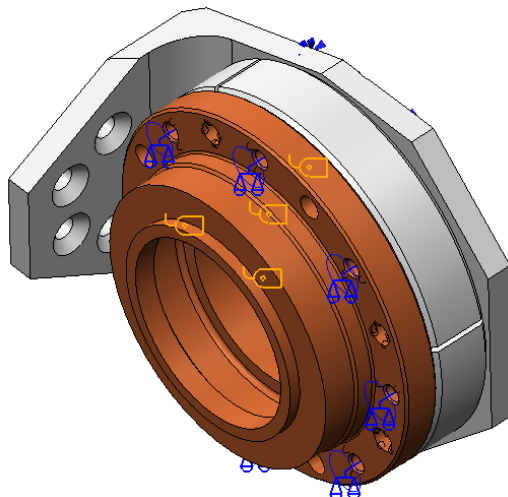
### 7.3 Příruba dělená 2

Tuto pevnostní analýzu jsem řešil jako sestavu metodou Quick check. Přírubu jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí. Působení této síly je znázorněno na obrázku 7.18.



Obrázek 7.18 – Orientace silového zatížení dělené příruba 2

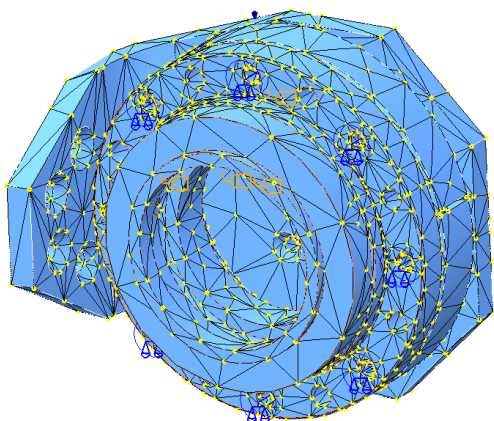
Držák motoru jsem vložil jako pevnou součást. Kolíky jsem nahradil funkcí “rigid link”. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují převodovku, dělenou přírubu a L profil. Creo Parametric nedovoluje vložit šrouby skrz tři součásti, proto jsou šrouby uchyceny pouze mezi převodovkou a dělenou přírubou. Tato změna by na výpočet neměla mít radikální vliv. Šrouby mají definované přepětí 200N. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt, viz obrázek 7.19.



**Obrázek 7.19 – Vstupní hodnoty simulace dělené příruby 2**

Zatěžovací síla:	70N	
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90MPa	[6]

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 343. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.20. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.3.



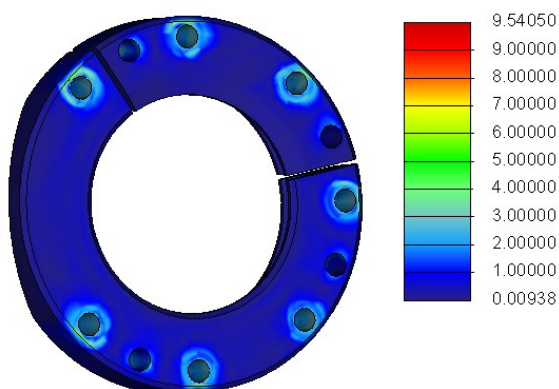
**Obrázek 7.20 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby dělené 2**

AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 15835
Tri:	0	Face: 22343
Quad:	0	Face-Face Link: 0
Tetra:	9686	Edge-Face Link: 0
Wedge:	0	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	5.05	Max Edge Angle: 168.87
Max Aspect Ratio: 11.28		
Elapsed Time:	0.27 min	CPU Time: 0.27 min
Close		

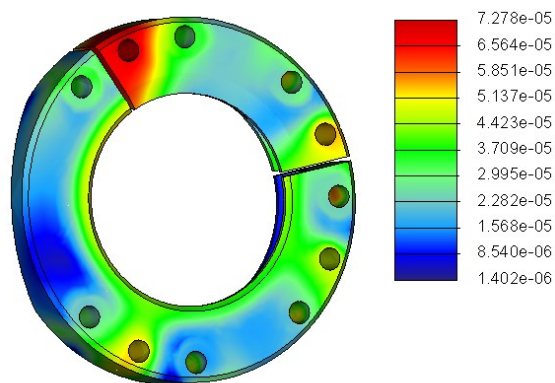
**Tabulka 7.3 – Vlastnosti mřížky příruby dělené 2**



Na obrázku 7.21 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.22 je znázorněná maximální deformace příruby [mm]. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0.



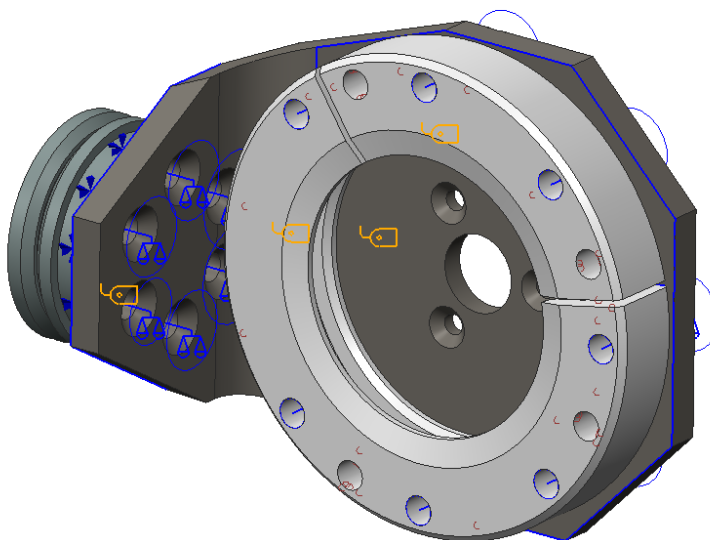
Obrázek 7.21 – Maximální napětí příruby dělené 2



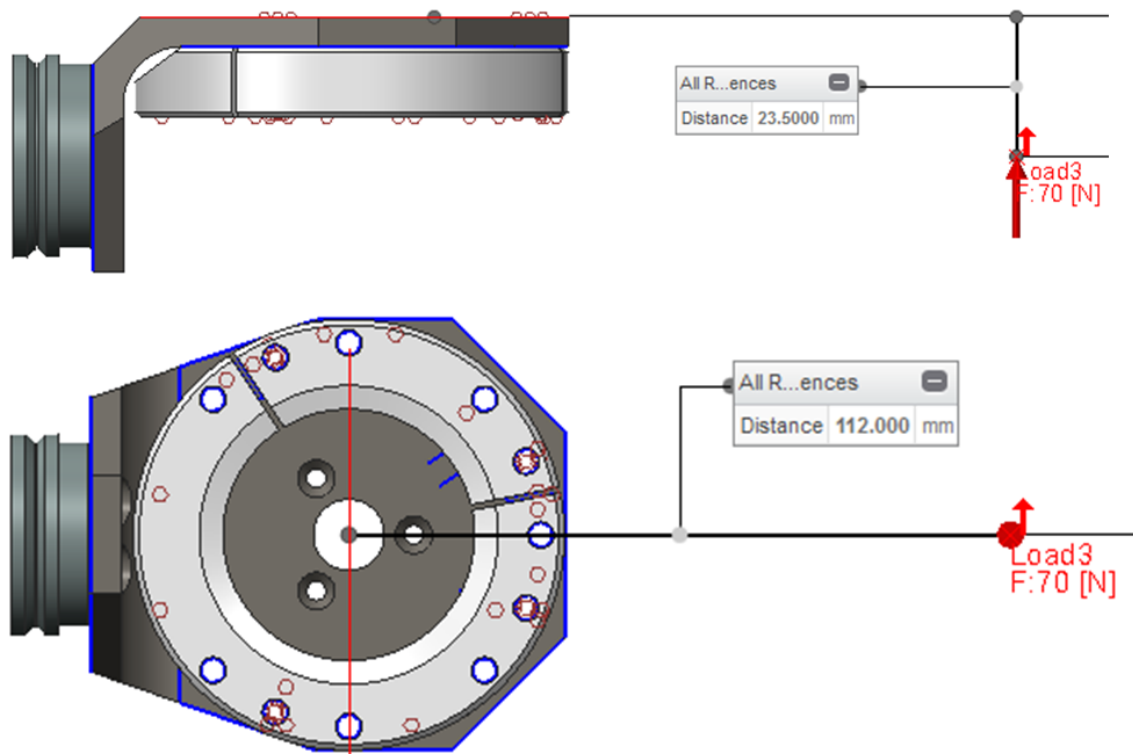
Obrázek 7.22 – Maximální deformace příruby dělené 2

## 7.4 L profil 1

Tuto pevnostní analýzu jsem řešil jako sestavu metodou Quick check. L profil jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí, viz obrázek 7.23. Dále jsem v této sestavě definoval šrouby, které spojují převodovku a L profil a šrouby, které spojují L profil a držák motoru. Šrouby mají definované přepětí 200N. Díl převodovky jsem vložil jako pevnou součást. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt.



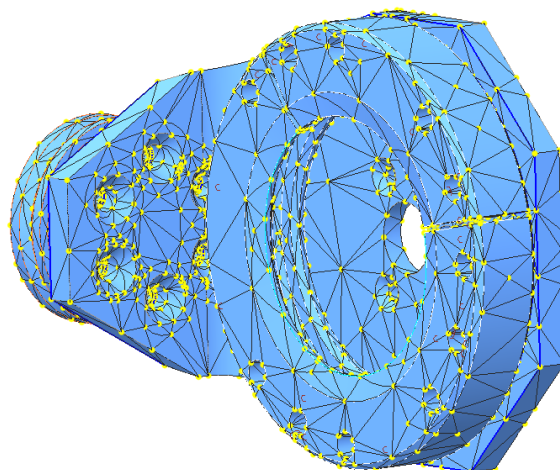
Obrázek 7.23 – Vstupní hodnoty simulace L profilu 1



Obrázek 7.24 – Orientace silového zatížení L profilu 1

Zatěžovací síla:	70N	
Materiál:	11 500	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	122.5 MPa	[6]

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 500. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.25. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.4.



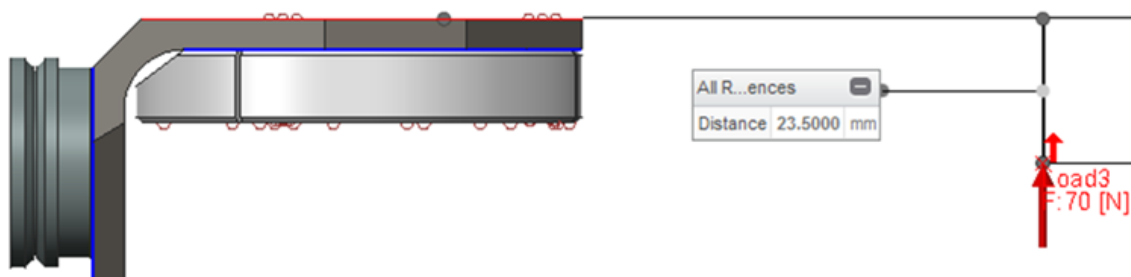
Obrázek 7.25 – Mřížka pro pevnostní výpočet L profilu 1

AutoGEM Summary				X
Entities Created:				
Beam:	0	Edge:	14520	
Tri:	0	Face:	19887	
Quad:	0	Face-Face Link:	0	
Tetra:	8470	Edge-Face Link:	0	
Wedge:	0			
Brick:	0			
Criteria Satisfied:				
Angles (Degrees):				
Min Edge Angle: 5.00		Max Edge Angle: 168.13		
Max Aspect Ratio: 12.28				
Elapsed Time: 0.25 min		CPU Time: 0.25 min		
<div>Close</div>				

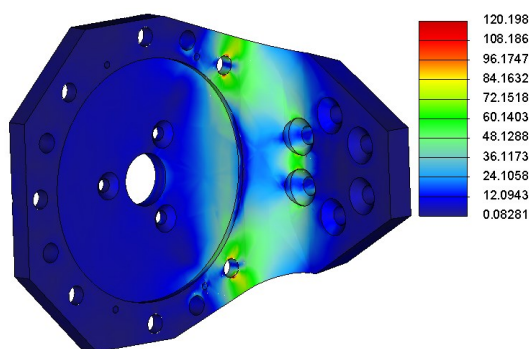
Tabulka 7.4 – Vlastnosti mřížky L profilu 1

Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro tři různá silová působení:

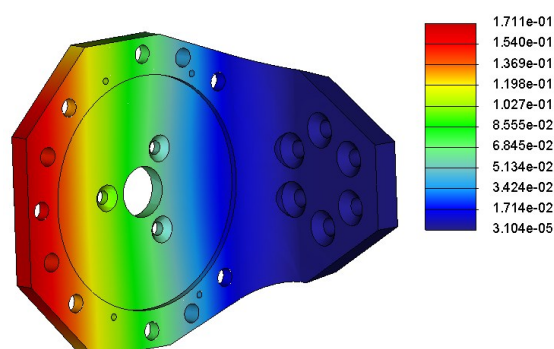
- a) Kolmo na L profil, viz obrázek 7.26. Na obrázku 7.27 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa. Na obrázku 7.28 je znázorněná maximální deformace [mm].



Obrázek 7.26 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu a)

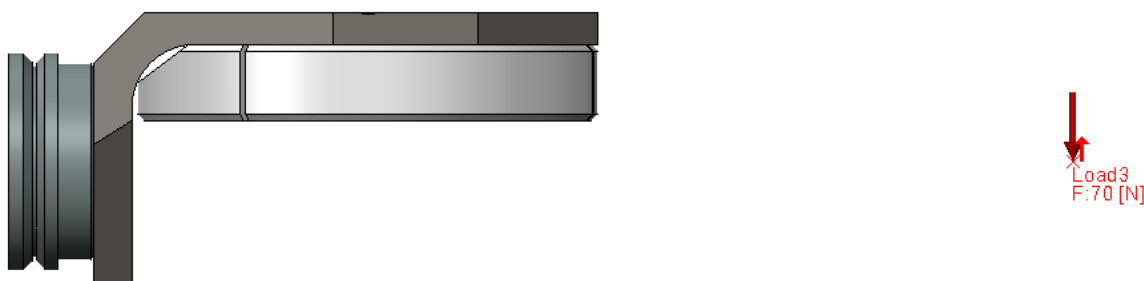


Obrázek 7.27 – Maximální napětí L profilu 2 c)

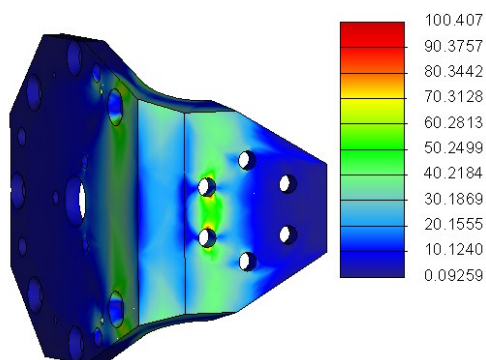


Obrázek 7.28 – Maximální deformace L profilu 2 c)

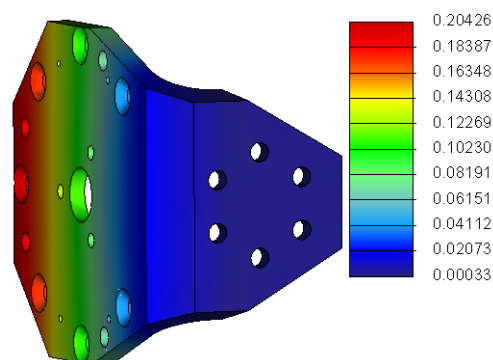
- b) Kolmo na L profil s otočenou orientací, viz obrázek 7.29. Na obrázku 7.30 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa. Na obrázku 7.31 je znázorněná maximální deformace [mm].



Obrázek 7.29 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu b)

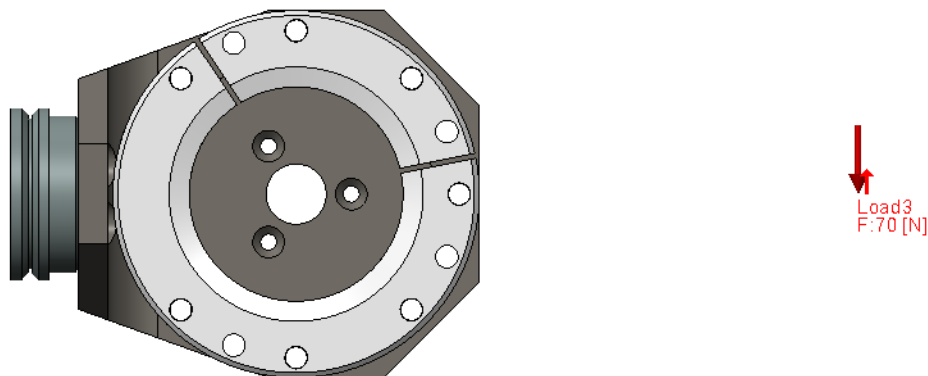


Obrázek 7.30 – Maximální napětí L profilu b)

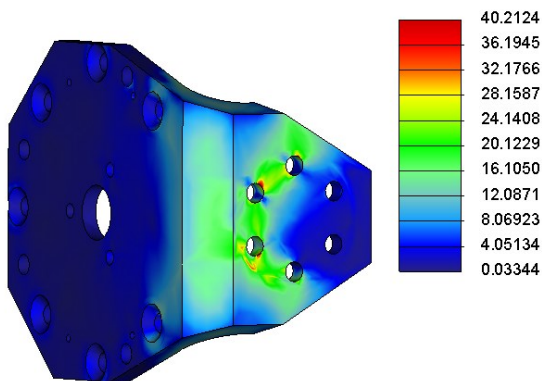


Obrázek 7.31 – Maximální deformace L profilu b)

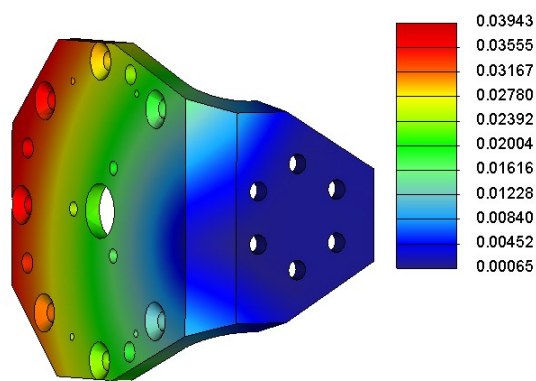
c) Kolmo na L profil, viz obrázek 7.32. Na obrázku 7.33 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa. Na obrázku 7.34 je znázorněná maximální deformace [mm]



Obrázek 7.32 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu c)



Obrázek 7.33 – Maximální napětí L profilu c)

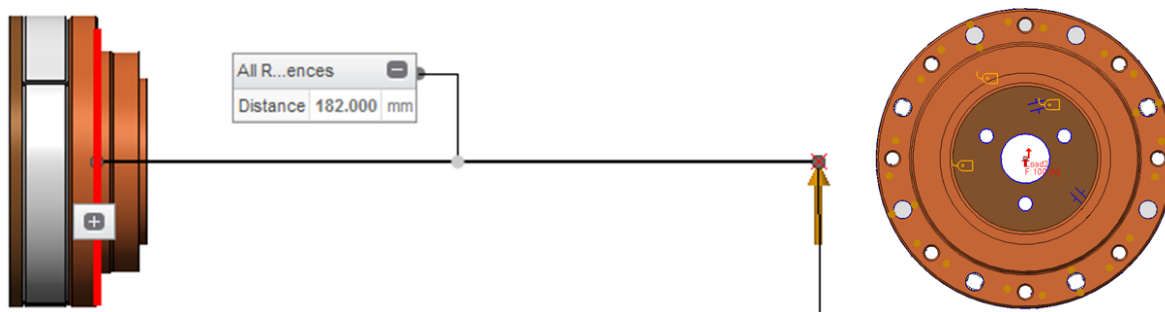


Obrázek 7.34 – Maximální deformace L profilu c)

Ve všech třech případech vychází maximální napětí menší než maximální dovolené napětí 122.5 MPa. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0.

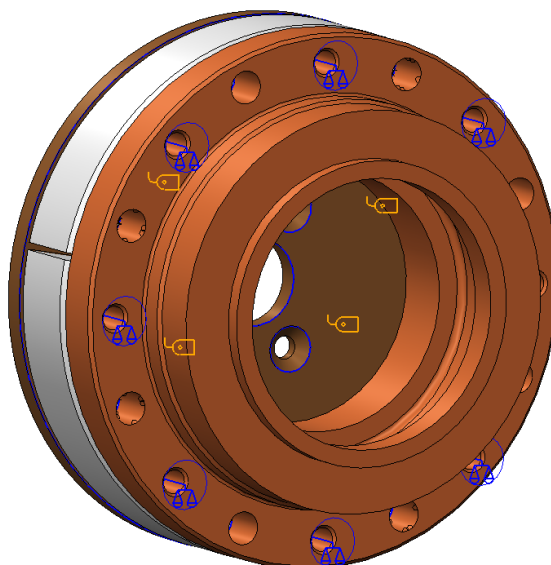
## 7.5 Příruba dělená 1

Tato pevnostní analýza je řešena jako sestava metodou Quick check. Přírubu jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí, viz obrázek 7.35.



**Obrázek 7.35 – Orientace silového zatížení příruby dělené 1**

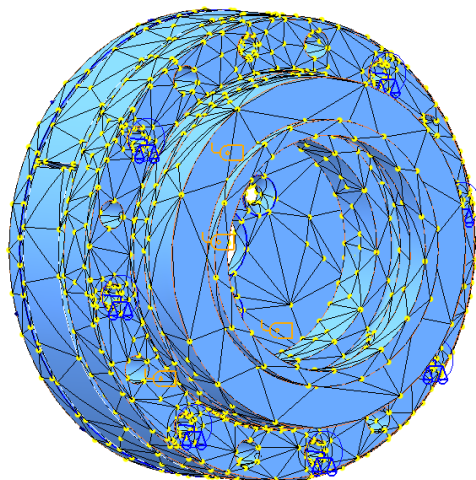
Držák motoru jsem vložil jako pevnou součást. Kolíky jsem nahradil funkcí “rigid link”. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují převodovku, dělenou přírubu a držák motoru. Creo Parametric nedovoluje vložit šrouby skrz tři součásti, proto jsou šrouby uchyceny pouze mezi převodovkou a dělenou přírubou. Tato změna by na výpočet neměla mít radikální vliv. Šrouby mají definované přepětí 200N. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt, viz obrázek 7.36.



**Obrázek 7.36 – Vstupní hodnoty simulace příruby dělené 1**

Zatěžovací síla:	100N	
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90MPa	[6]

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 343. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.37. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.5.

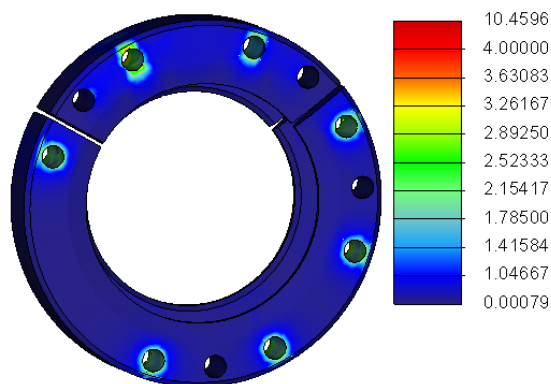


**Obrázek 7.37 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby dělené 1**

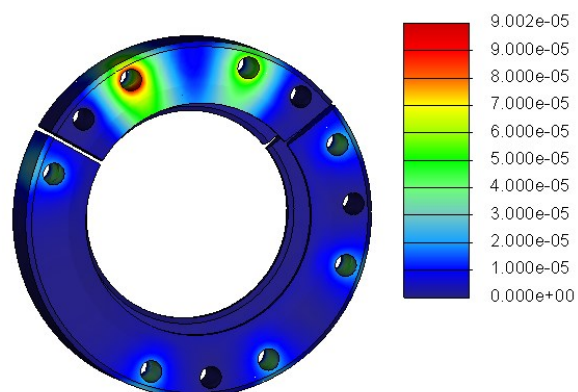
AutoGEM Summary				X
Entities Created:				
Beam:	0	Edge:	14611	
Tri:	0	Face:	20374	
Quad:	0	Face-Face Link:	0	
Tetra:	8771	Edge-Face Link:	0	
Wedge:	0			
Brick:	0			
Criteria Satisfied:				
Angles (Degrees):				
Min Edge Angle:	5.00	Max Edge Angle:	167.94	
Max Aspect Ratio: 11.36				
Elapsed Time: 0.40 min		CPU Time: 0.40 min		
<div>Close</div>				

**Tabulka 7.5 – Vlastnosti mřížky příruby dělené 1**

Na obrázku 7.38 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.39 je znázorněná maximální deformace příruby [mm]. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0



**Obrázek 7.38 – Maximální napětí příruby dělené 1**

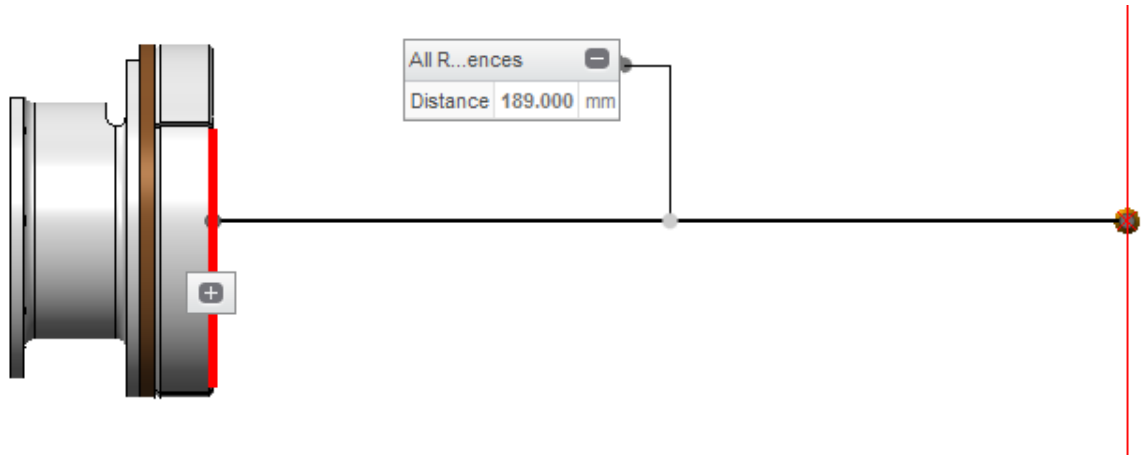


**Obrázek 7.39 – Maximální deformace příruby dělené 1**



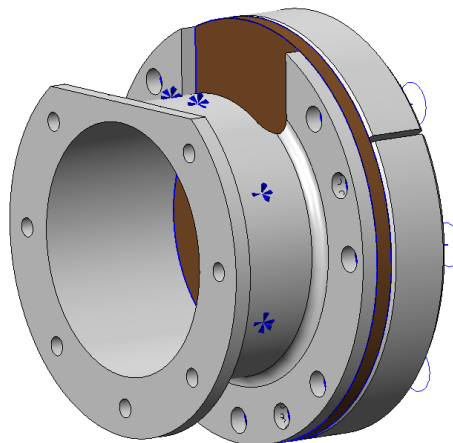
## 7.6 Příruba držák motoru 1

Tato pevnostní analýza je řešena jako sestava metodou Quick check. Přírubu jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí, viz obrázek 7.40. Síla působí v ose sestavy. Orientace je zobrazena na obrázku 7.43 a obrázku 7.46.



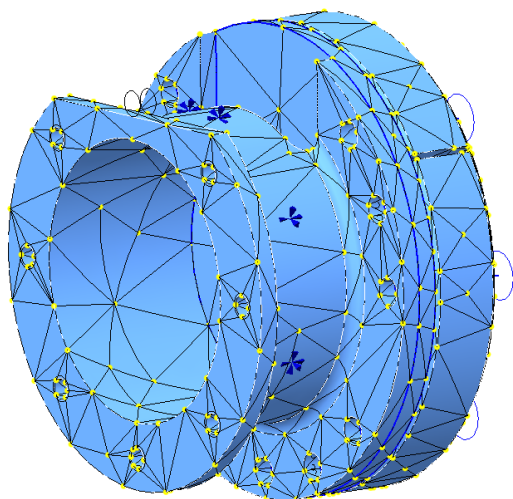
**Obrázek 7.40 – Orientace silového zatížení držáku motoru 1**

Nosnou přírubu jsem vložil jako pevnou součást. Kolíky jsem nahradil funkcí “rigid link”. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují dělenou přírubu, držák motoru a nosnou přírubu. Creo Parametric nedovoluje vložit šrouby skrz tři součásti, proto jsou šrouby uchyceny pouze mezi dělenou přírubou a držákem motoru. Tato změna by na výpočet neměla mít radikální vliv. Šrouby mají definované přepětí 200N. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt, viz obrázek 7.41.



**Obrázek 7.41 – Vstupní hodnoty simulace držáku motoru 1**

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 343. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.42. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.6.



AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 7767
Tri:	0	Face: 10288
Quad:	0	Face-Face Link: 0
Tetra:	4268	Edge-Face Link: 0
Wedge:	0	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	5.02	Max Edge Angle: 169.11
Max Aspect Ratio: 9.98		
Elapsed Time: 0.13 min      CPU Time: 0.12 min		
Close		

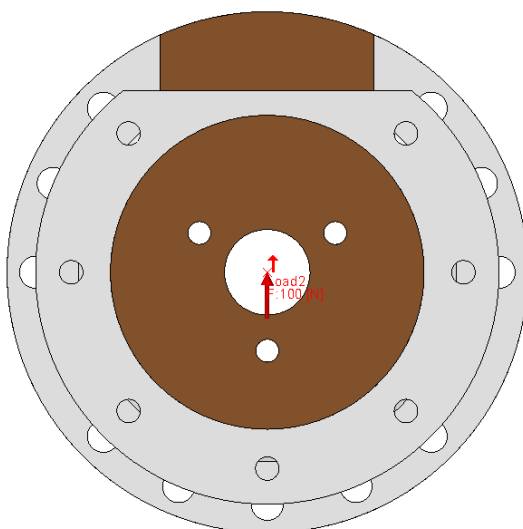
**Obrázek 7.42 – Mřížka pro pevnostní výpočet držáku motoru 1**

**Tabulka 7.6 – Vlastnosti mřížky držáku motoru 1**

Zatěžovací síla:	100N	
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90MPa	[6]

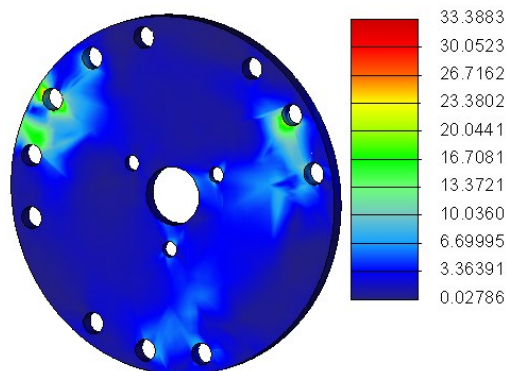
Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro dvě různá silová působení:

- a) Rovnoběžně s výřezem, viz obrázek 7.43. Na obrázku 7.44 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.45 je znázorněná maximální deformace[mm].

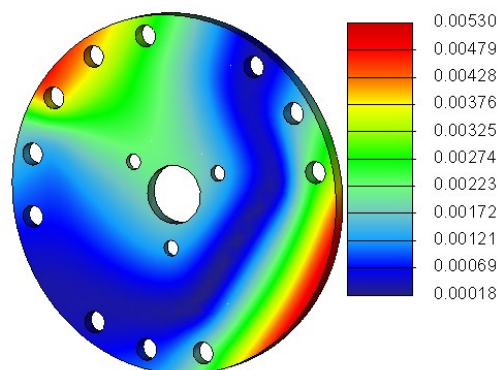


**Obrázek 7.43 – Orientace síly pro pevnostní analýzu držáku motoru 1 a)**



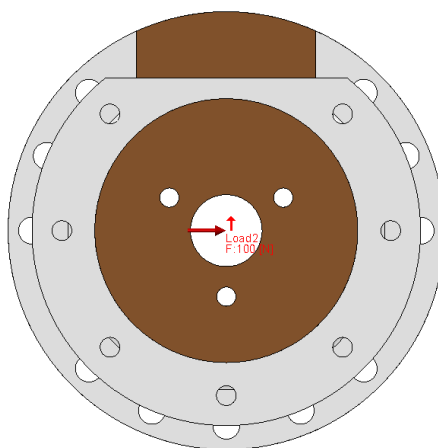


Obrázek 7.44 – Maximální napětí držáku motoru 1 a)

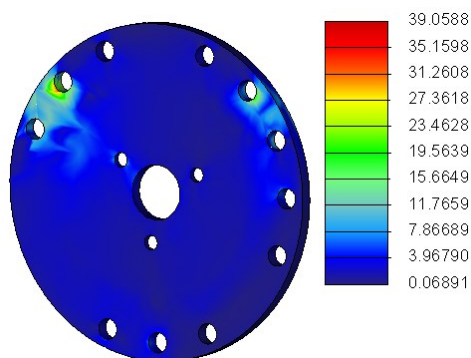


Obrázek 7.45 – Maximální deformace držáku motoru 1 a)

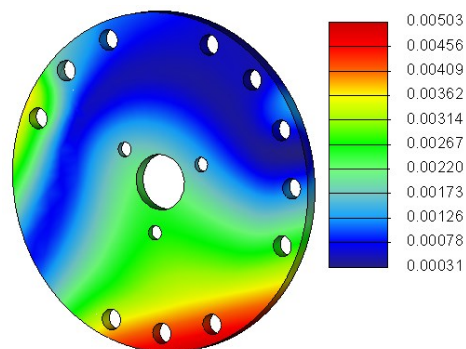
- b) Kolmo na výřez, viz obrázek 7.46. Na obrázku 7.47 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 90 MPa. Na obrázku 7.48 je znázorněná maximální deformace [mm].



Obrázek 7.46 – Orientace síly pro pevnostní analýzu držáku motoru 1 b)



Obrázek 7.47 – Maximální napětí držáku motoru 1 b)

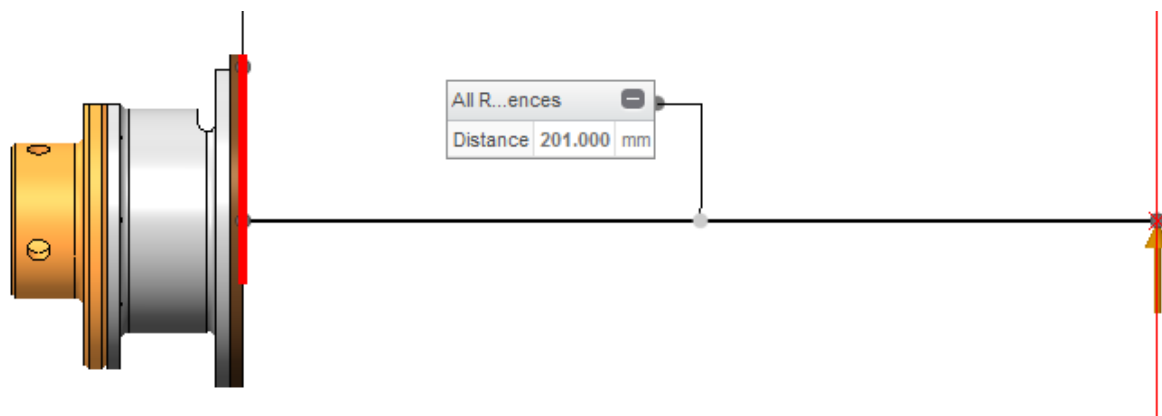


Obrázek 7.48 – Maximální deformace držáku motoru 1 b)

U obou případů vychází maximální napětí menší než maximální dovolené napětí 90 MPa. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0.

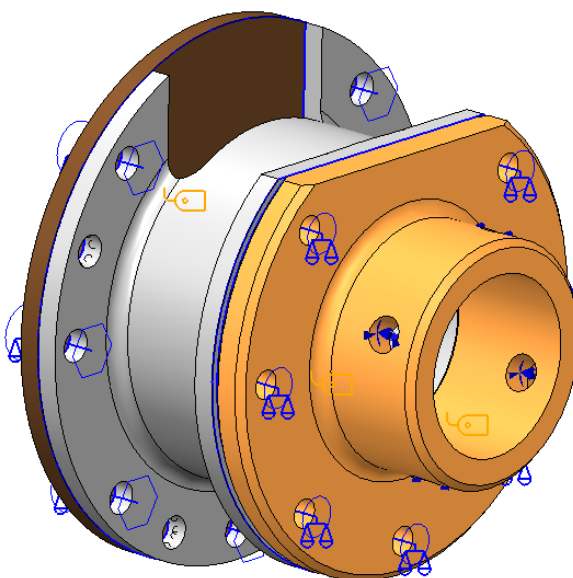
## 7.7 Příruba nosná

Tato pevnostní analýza je řešena jako sestava metodou Quick check. Přírubu jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí, viz obrázek 7.49. Síla působí v ose sestavy. Orientace je zobrazena na obrázku 7.52 a obrázku 7.55.



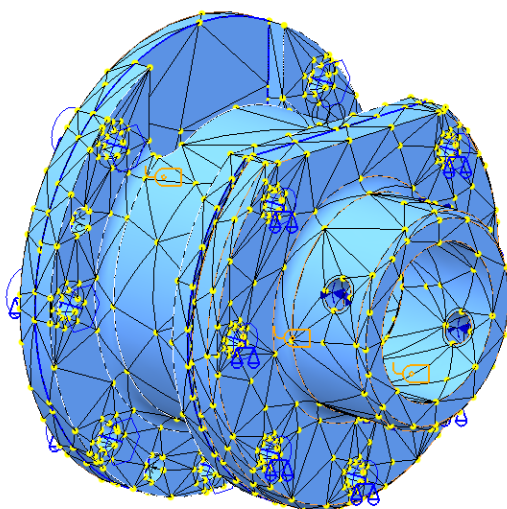
Obrázek 7.49 – Orientace silového zatížení příruby nosné

Na přírubu rameno jsem definoval pevnou vazbu do děr na šrouby. Kolíky jsem nahradil funkcí “rigid link”. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují držák motoru a nosnou přírubu a šrouby, které spojují přírubu rameno a nosnou přírubu. Šrouby mají definované předpětí 200N. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt, viz obrázek 7.50.



Obrázek 7.50 – Vstupní hodnoty simulace příruby nosné

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 500. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.51. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.7.



AutoGEM Summary				X
Entities Created:				
Beam:	0	Edge:	9663	
Tri:	0	Face:	13038	
Quad:	0	Face-Face Link:	0	
Tetra:	5491	Edge-Face Link:	0	
Wedge:	0			
Brick:	0			
Criteria Satisfied:				
Angles (Degrees):				
Min Edge Angle: 5.07		Max Edge Angle: 168.63		
Max Aspect Ratio: 12.91				
Elapsed Time: 0.10 min		CPU Time: 0.10 min		
<div>Close</div>				

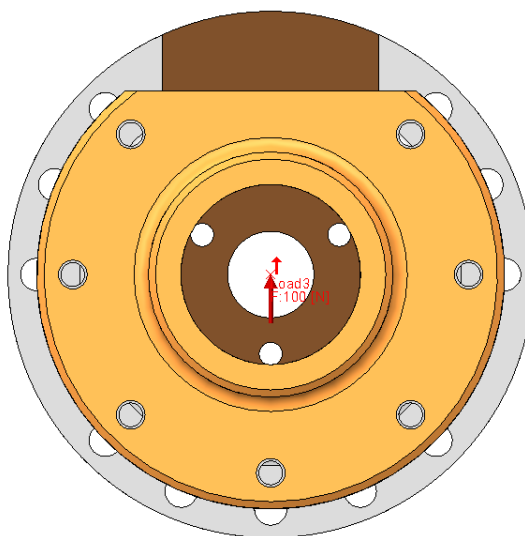
**Obrázek 7.51 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby nosné**

**Tabulka 7.7 – Vlastnosti mřížky příruby nosné**

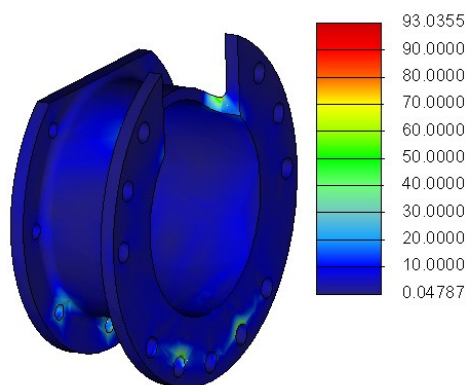
Zatěžovací síla:	100N	
Materiál:	11 500	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90MPa	[6]

Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro dvě různá silová působení:

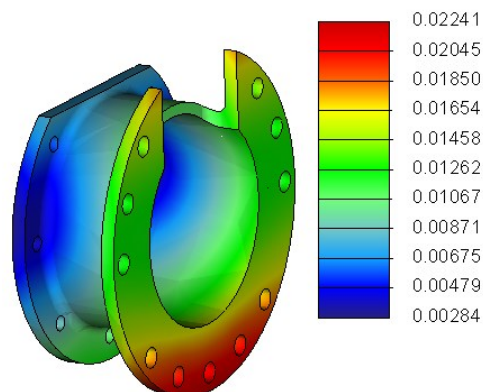
- a) Rovnoběžně s výřezem, viz obrázek 7.52. Na obrázku 7.53 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa. Na obrázku 7.54 je znázorněná maximální deformace[mm].



**Obrázek 7.52 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné a)**

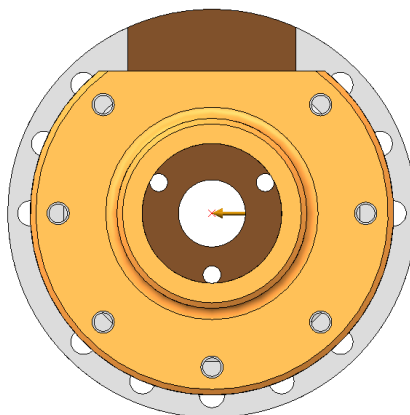


Obrázek 7.53 – Maximální napětí příruby nosné a)

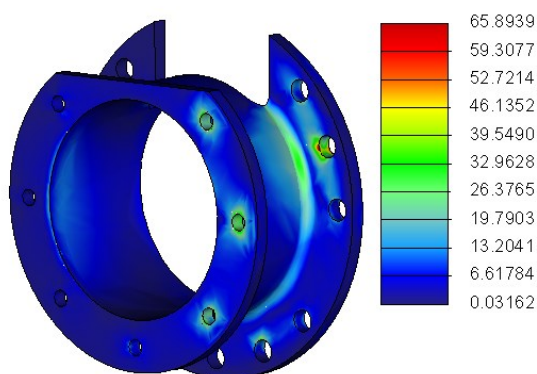


Obrázek 7.54 – Maximální deformace příruby nosné a)

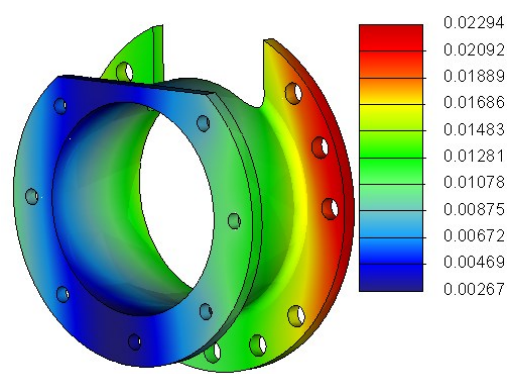
- b) Kolmo na výřez, viz obrázek 7.55. Na obrázku 7.56 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa Na obrázku 7.57 je znázorněná maximální deformace[mm].



Obrázek 7.55 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné b)



Obrázek 7.56 – Maximální napětí příruby nosné b)

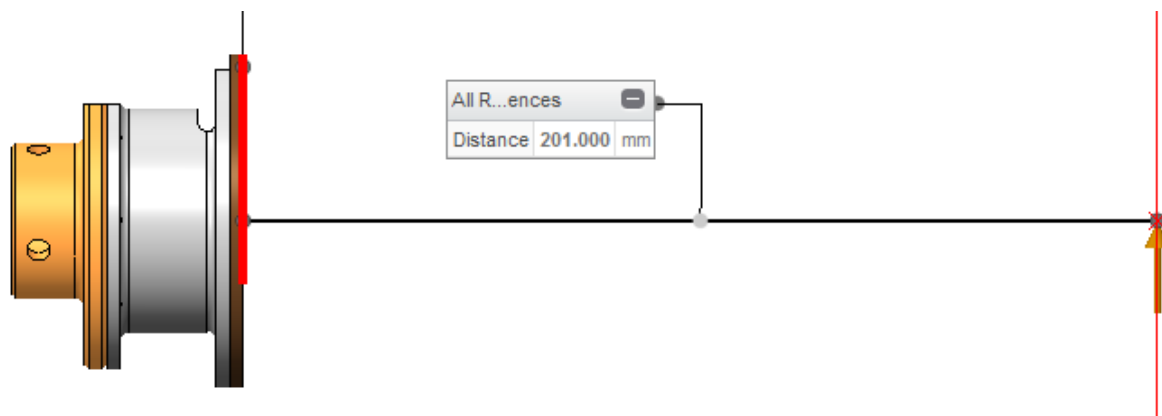


Obrázek 7.57 – Maximální deformace příruby nosné b)

U obou případů vychází maximální napětí menší než maximální dovolené napětí 122.5 MPa. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0.

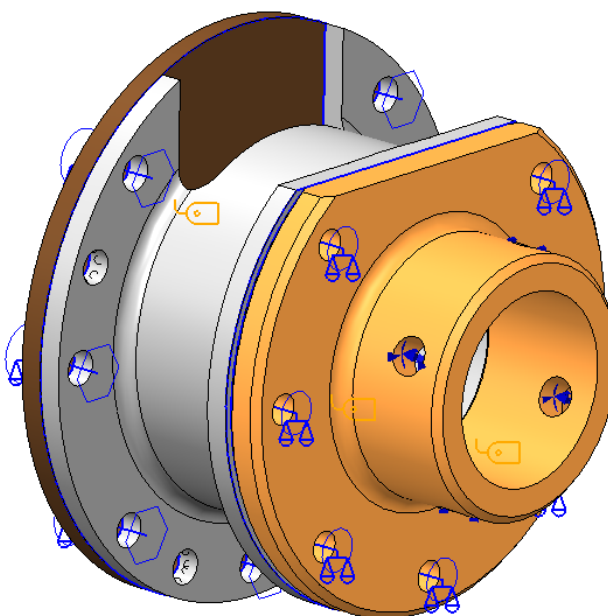
## 7.8 Příruba rameno

Tato pevnostní analýza je řešena jako sestava metodou Quick check. Přírubu jsem zatížil silou, která vzniká od gravitační síly orientačního ústrojí, viz obrázek 7.58. Síla působí v ose sestavy. Orientace je zobrazena na obrázku 7.61 a na obrázku 7.64.



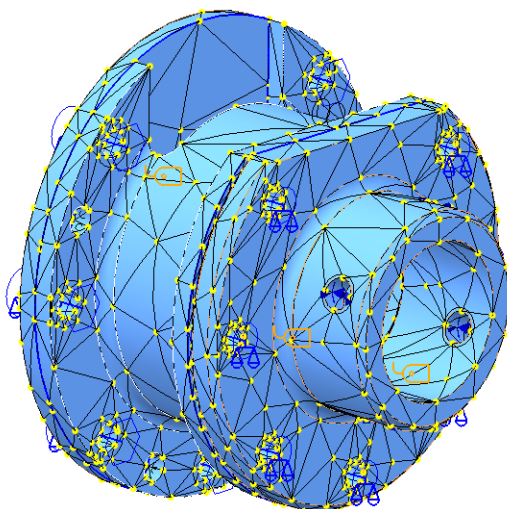
**Obrázek 7.58 – Orientace silového zatížení příruby ramene**

Na přírubu rameno jsem definoval pevnou vazbu do děr na šrouby, viz obrázek 7.59. Kolíky jsem nahradil funkcí “rigid link”. Dále jsem do této sestavy vložil šrouby, které spojují držák motoru a nosnou přírubu a šrouby, které spojují přírubu rameno a nosnou přírubu. Šrouby mají definované předpětí 200N. Mezi jednotlivými součástmi jsem definoval kontakt.



**Obrázek 7.59 – Vstupní hodnoty simulace příruby ramene**

Materiál jsem zvolil ocel s označením 11 500. Mřížka pro pevnostní výpočet je znázorněna na obrázku 7.60. Vlastnosti mřížky jsou znázorněny v tabulce 7.8



**Obrázek 7.60 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby ramene**

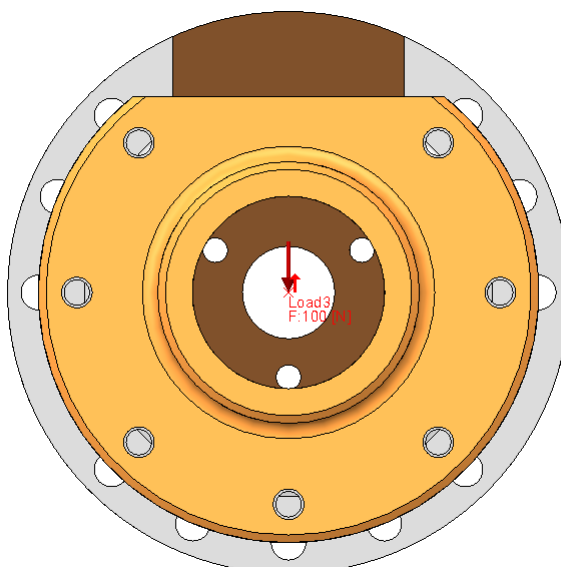
AutoGEM Summary			X
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	9663
Tri:	0	Face:	13038
Quad:	0	Face-Face Link:	0
Tetra:	5491	Edge-Face Link:	0
Wedge:	0		
Brick:	0		
Criteria Satisfied:			
Angles (Degrees):			
Min Edge Angle: 5.07		Max Edge Angle: 168.63	
Max Aspect Ratio: 12.91			
Elapsed Time: 0.10 min		CPU Time: 0.10 min	
<div>Close</div>			

**Tabulka 7.8 – Vlastnosti mřížkv příruby ramene**

Zatěžovací síla:	100N	
Materiál:	11 373	[6]
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2:	90MPa	[6]

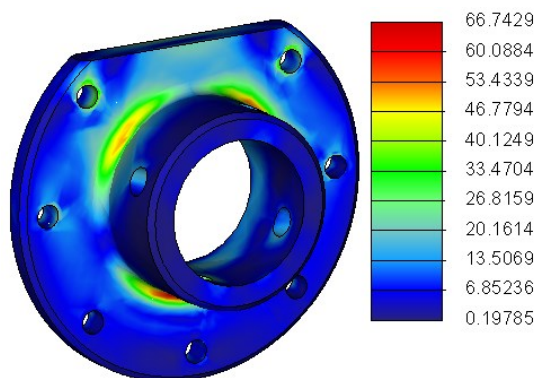
Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro dvě různá silová působení:

- a) Rovnoběžně s výřezem, viz obrázek 7.61. Na obrázku 7.62 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa Na obrázku 7.63 je znázorněná maximální deformace[mm].

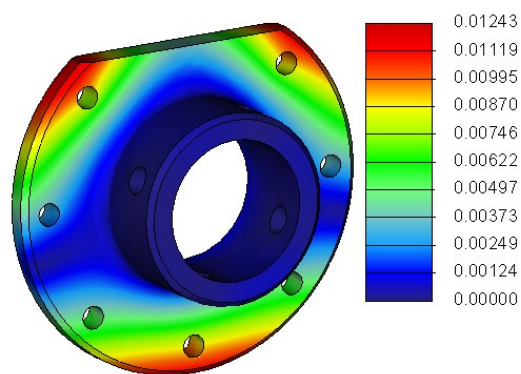


**Obrázek 7.61 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby ramene a)**



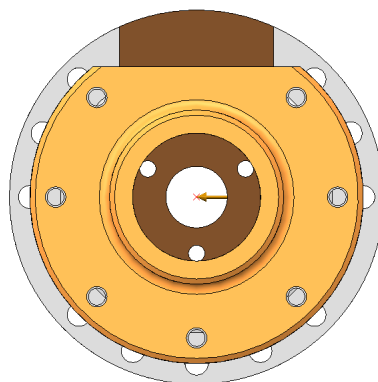


Obrázek 7.62 – Maximální napětí příruby ramene a)

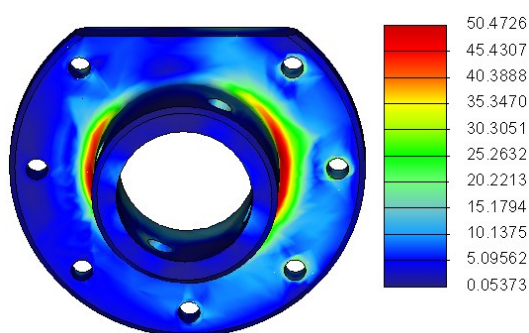


Obrázek 7.63 – Maximální deformace příruby ramene a)

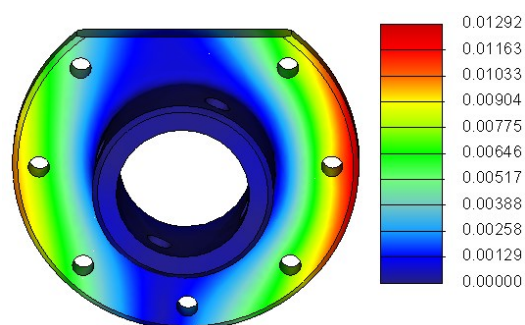
c) Rovnoběžně s výřezem, viz obr.ázek 7.64. Na obrázku 7.65 je znázorněno maximální napětí, které je počítáno dle Von Mises [MPa]. Maximální napětí je menší než dovolených 122.5 MPa. Na obrázku 7.66 je znázorněná maximální deformace[mm].



Obrázek 7.64 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné b)



Obrázek 7.65 – Maximální napětí příruby nosné b)

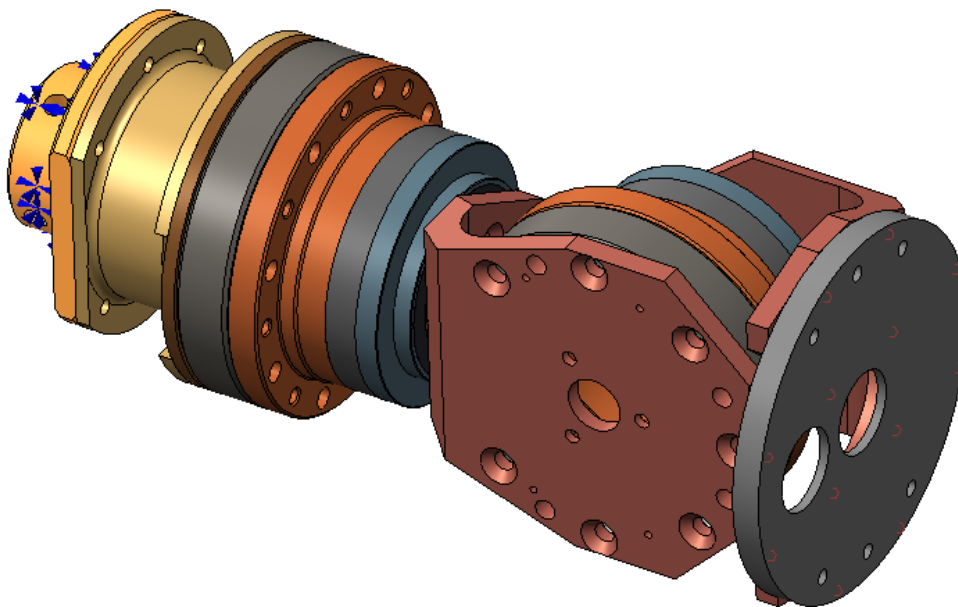


Obrázek 7.66 – Maximální deformace příruby nosné b)

U obou případů vychází maximální napětí menší než maximální dovolené napětí 122.5 MPa. Pevnostní výpočet jsem provedl v programu Creo Parametric 2.0

## Celkový průhyb orientačního ústrojí

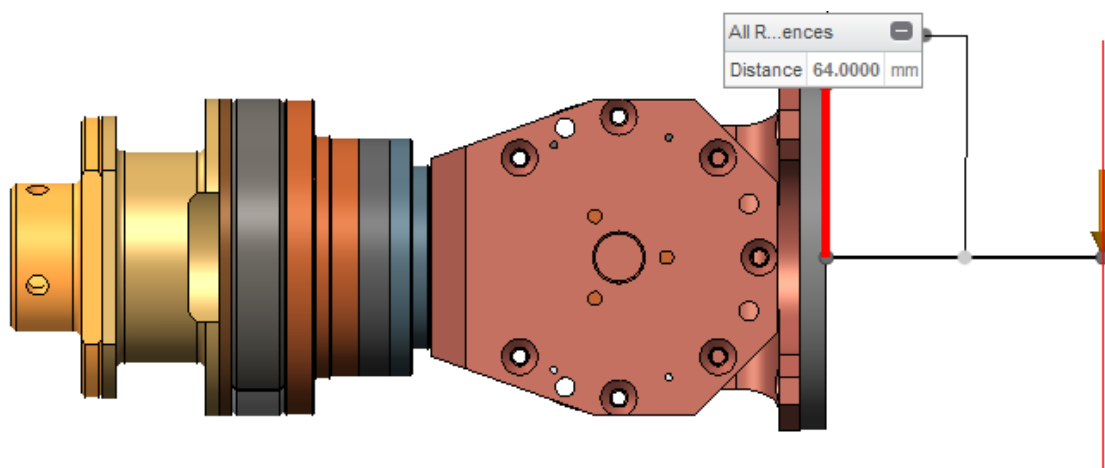
Pro provedení celkové analýzy jsem tento model poněkud zjednodušil. Odebral jsem spojovací materiál a součásti, které přímo neovlivňují výsledek, jako například kryt druhého motoru, viz obrázek 7.67. Převodovky jsem vložil jako součásti, nikoliv jako sestavy. Přírubu rameno jsem vložil jako pevnou součást.



**Obrázek 7.67 – Model pro provedení celkové deformační analýzy**

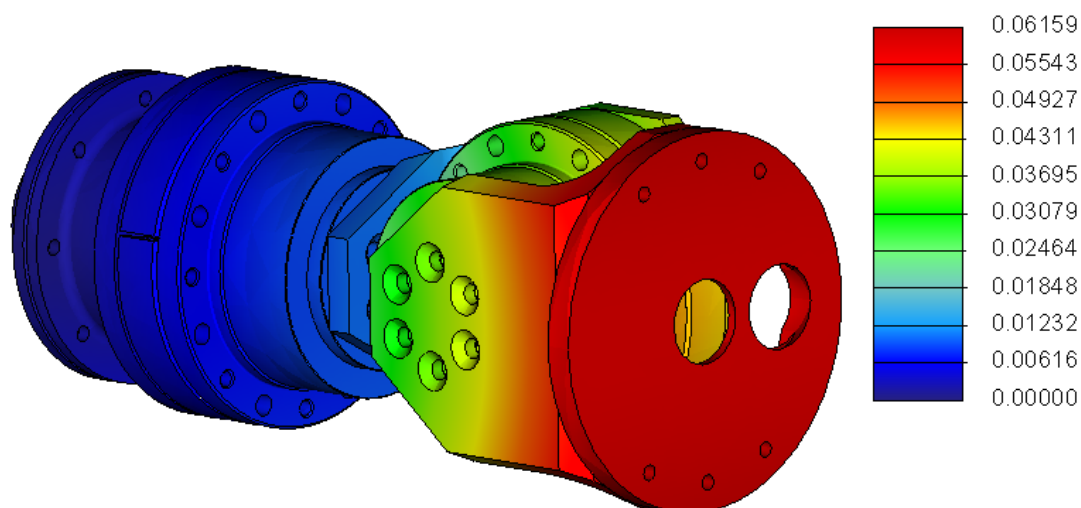
Celkovou sestavu jsem zatížil silou 70N, která vzniká od váhy orientačního ústrojí společně s objektem manipulace o váze 5 kg. Tuto pevnostní analýzu jsem řešil pro dvě silová působení:

- a) Horní: Silové působení je znázorněno na obrázku 7.68. Maximální průhyb je znázorněn na obrázku 7.69.



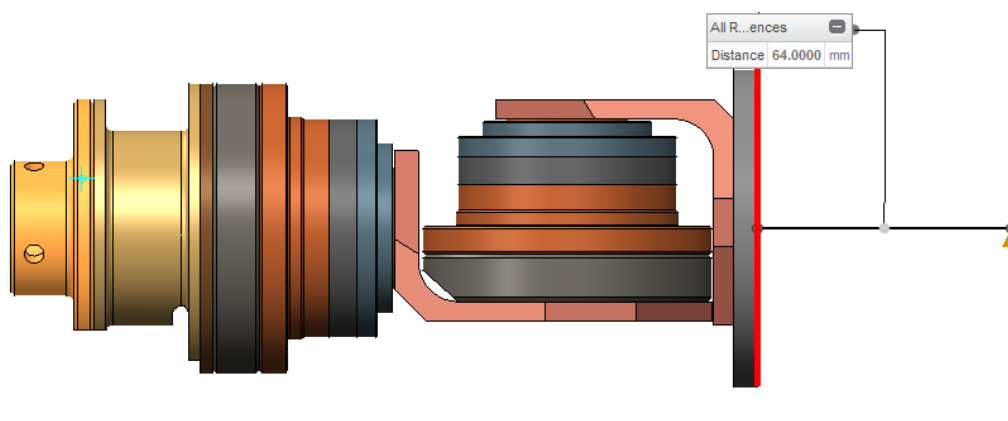
**Obrázek 7.68 – Horní silové působení**



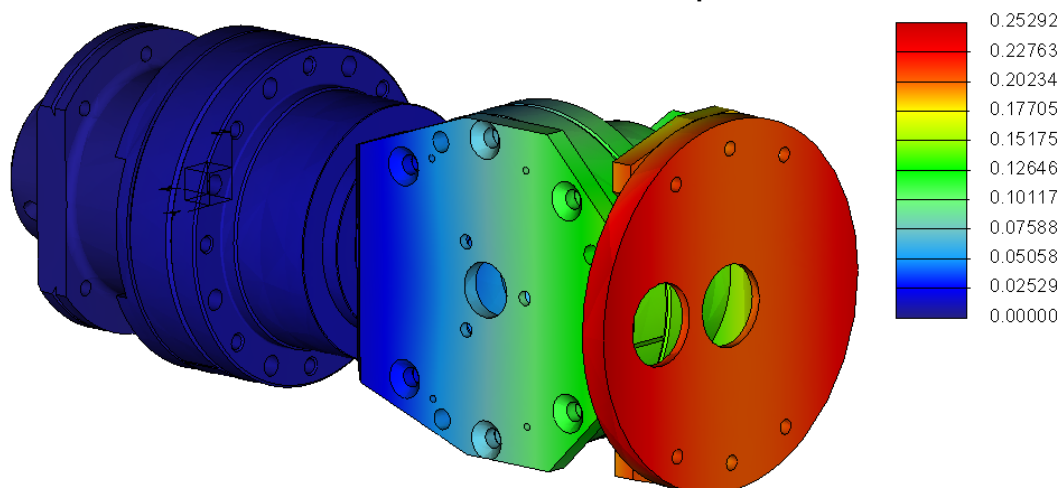


Obrázek 7.69 – Maximální průhyb

b) Boční: Silové působení je znázorněno na obrázku 7.70. Maximální průhyb je znázorněn na obrázku 7.71.



Obrázek 7.70 – Boční silové působení



Obrázek 7.71 – Maximální průhyb

## 7.9 Výpočet svěrného spoje

Výpočet byl proveden dle [5]

$$P = 70W \quad [11]$$

$$\nu = 0.085 \quad [5]$$

$$n = 6110 \text{ ot/min} \quad [11]$$

$$\text{Volím } d_n = 6 \text{ mm}$$

$$\text{Volím } k_s = 2$$

$$\text{Volím } l_n = 4 \text{ mm}$$

$$p_{DOV} = 25 \text{ MPa}$$

Nejprve vypočítáme krouticí moment, který nám svěrný spoj přenáší:

$$M_k = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 70}{\pi \cdot 6110} = 109.4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3)$$

Dále vypočítáme osovou sílu, v ose šroubu  $F_0$ :

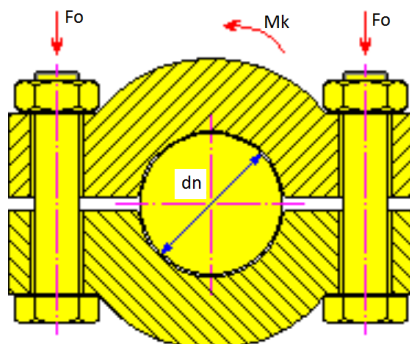
$$F_0 = \frac{2 \cdot M_k \cdot k_s}{i \cdot \pi \cdot \nu_f \cdot d} = \frac{2 \cdot 109.4 \cdot 2}{1 \cdot \pi \cdot 0.085 \cdot 6} = 273.12 \text{ N} \quad (4)$$

Ze síly  $F_0$  a z průměru  $d_n$  a délky náboje  $l_n$  vypočteme tlak působící na svěrné spojení:

$$p_{svěr} = \frac{i \cdot F_0}{d \cdot l} = \frac{273.12}{6 \cdot 4} = 11.375 \text{ MPa} \quad (5)$$

$$p_{svěr} \geq p_{DOV}$$

Dle zmíněného zdroje jsem provedl kontrolní výpočet svěrného spoje. Nejprve jsem dle (3) vypočítal krouticí moment od motoru. Z tohoto momentu jsem dle (4) vypočítal osovou sílu ve šroubech. Dle (5) jsem spočítal tlak působící na svěrný spoj, který je menší než tlak dovolený pro svěrná spojení. Schéma svěrného spojení je znázorněno na obrázku 6.24.



Obrázek 7.72 – Schéma svěrného spoje

## 7.10 Výpočet šroubů svěrného spoje

Výpočet byl proveden dle [5]

Šrouby: 2xM2x8	[12]	ds=2	[12]	f=0.18	[5]
Pz=0.4	[12]	ds2=1.74	[6]	fz=0.13	[5]
třída pevnosti 12.9	[12]	ds3=1.509	[6]	Fo=273.12N	(4)

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot ds_3^2}{4}} = \frac{273.12}{\frac{\pi \cdot 1.509^2}{4}} = 152.716 \text{ MPa} \quad (6)$$

Podmínka samosvornosti

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{Pz}{ds_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0.4}{1.74 \cdot \pi} \right) = 4.185^\circ \quad (7)$$

$$\rho' = \tan^{-1} \left( \frac{fz}{\cos(30^\circ)} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0.13}{\cos(30^\circ)} \right) = 8.54^\circ \quad (8)$$

$$\psi \leq \rho' \quad (9)$$

$$Fz = F_o \cdot \tan(\psi + \rho') = 273.12 \cdot \tan(4.185 + 8.54) = 61.676 \text{ N} \quad (10)$$

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot ds_2}{\frac{\pi \cdot ds_3^3}{16}} = \frac{61.676 \cdot 1.74}{\frac{\pi \cdot 1.509^3}{16}} = 159.06 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{152.716^2 + 4 \cdot 159.06^2} = 352.88 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$Re = 9 \cdot 12 \cdot 10 = 1080 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{1080}{352.88} = 3.06 \geq 2 \quad \rightarrow \quad \text{Bezpečnost dodržena} \quad (14)$$

Dle zmíněného zdroje jsem provedl kontrolu šroubů svěrného spojení. Ověřil jsem podmínku samosvornosti šroubů (7),(8),(9). Dále jsem dle (12) vypočítal  $\sigma_{red}$  a určil Re podle pevnostní třídy šroubů (13). Dle (14) jsem ověřil podmínku bezpečnosti.

## 8 Ekonomické zhodnocení

Konstrukce daného zařízení byla navržena tak, aby byla co nejjednodušší. Z toho vyplývá, že celkové náklady na konstrukci jsou poměrně nízké. Výroba byla zadána jako poptávka do dvou firem, dále byla vybrána výhodnější nabídka a cena zakomponována do ekonomického zhodnocení. Jelikož se jedná o zařízení určeného pro školní potřeby, nebyla počítána návratnost investice. Cena tisknutých částí na 3D tisku je pouze orientační.

**Tabulka 8.1 – Ekonomické zhodnocení navrženého zařízení**

<b>Prvek</b>	<b>Počet kusů</b>	<b>Cena za jednotku</b>	<b>Cena celkem</b>
Vyráběné díly	1	15 000 Kč	15 000 Kč
EC 45 flat 70W	2	2 857 Kč	5 714 Kč
Epos 50/5	2	13 343 Kč	26 686 Kč
CFG-14-100-2UH	2	35 809 Kč	71 618 Kč
Senzor FSR 402	8	195 Kč	1 560 Kč
Čelist	1	592 Kč	592 Kč
Čelist upravená protikus	1	592 Kč	592 Kč
Kryt efektoru hlavní	1	2793 Kč	2793 Kč
Konzole pro senzory	2	215 Kč	430 Kč
Kryt efektoru zadní	1	77 Kč	77 Kč
Guma kryt efektoru	2	15 Kč	30 Kč
O-kroužek 51x2	2	24.50 Kč	49.00 Kč
Šroub M6x8 DIN 965 pozink	4	0.24 Kč	0.96 Kč
Šroub M4x30 DIN 965 pozink	7	0.24 Kč	1.68 Kč
Šroub M4x12 DIN 965 pozink	12	0.13 Kč	1.56 Kč
Šroub M4x10 DIN 965 pozink	6	0.13 Kč	0.78 Kč
Šroub M3x8 DIN 965 pozink	11	0.10 Kč	1.10 Kč
Šroub M3x6 DIN 965 pozink	3	0.07 Kč	0.21 Kč
Šroub M2x6 DIN 965 pozink	2	0.07 Kč	0.14 Kč
Šroub M4x30 DIN 912 imbus	7	0.68 Kč	4.76 Kč
Šroub M4x10 DIN 912 imbus	7	0.42 Kč	2.94 Kč
Šroub M2x8 DIN 912 12.9	2	0.68 Kč	1.36 Kč
Šroub M3x6 DIN 915 imbus	4	0.50 Kč	2.00 Kč
Šroub M2x14 DIN 84	8	0.15 Kč	1.20 Kč
Šroub M2x12 DIN 84	2	0.15 Kč	0.30 Kč

Matice M4 DIN 934 pozink	7	0.08 Kč	0.56 Kč
Matice M2 DIN 934 pozink	8	0.07 Kč	0.56 Kč
Podložka 4,3 DIN 125A	21	0.05 Kč	1.05 Kč
Podložka 2,5 DIN 125A	10	0.09 Kč	0.90 Kč
Kabeláž	15	7.14 Kč	107.10 Kč
Konektory	2	8.40 Kč	16.80 Kč
Poštovné	5	100.00 Kč	500.00 Kč
<b>Celková cena zařízení</b>	<b>125 787 Kč</b>		

Z tabulky 8.1 vyplývá, že celková cena na výrobu navrženého zařízení je 121 273 Kč.

Délka potřebných kabelů vychází z kapitoly 6.6 Kabeláž. Sečetl jsem jednotlivé délky navržených kabelů a k tomu jsem přičetl 5m kabelu. Dále v ekonomickém zhodnocení není zakomponována cena práce provedené na katedře. Položka poštovné vychází z počtu obchodů, kde se bude zboží objednávat. Hodnotu poštovného jsem zvolil průměrnou sazbou z navštívených webů, kde by se zboží objednávalo.

## Závěr

V dnešní době jde vývoj servisních robotů určených pro manipulaci s objekty stále dopředu. Díky vysoké poptávce vzniká mezi dodavateli konkurenční prostředí, jehož příčinou je vývoj nových, kompaktních a lehkých převodovek a motorů. Vzhledem k tomuto trendu můžeme přicházet se stále lepšími řešeními fungujících zařízení.

Cílem této práce bylo navrhnout efektor se třemi stupni volnosti, který bude nahrazovat již fungující efektor manipulačního ramene robotu Hercules. Na začátku této práce se věnuji kinematickému a dynamickému rozboru manipulačního ramene. Rameno jsem podrobil dynamickým analýzám, ze kterých vyplynuly maximální hodnoty zatížení ramene.

Dále jsem s vedoucím práce sestavil požadavkový list, který vychází ze zadání a dynamických analýz ramene. Na základě tohoto požadavkového listu jsem navrhl čtyři koncepční řešení. Pomocí kritériální analýzy, kde se určuje významnost jednotlivých kritérií vůči sobě, jsem vybral optimální variantu řešení z navržených koncepčních řešení. Tuto optimální variantu jsem dále vypracovával.

Základním kamenem této diplomové práce je model vytvořený v programu Creo Parametric 2.0. Navrhnul jsem efektor se třemi stupni volnosti o celkové váze 3.28 kg. Toto zařízení jsem rozdělil na dvě části. Orientační ústrojí, které disponuje dvěma stupni volnosti a samostatný efektor s jedním stupněm volnosti v čelistech.

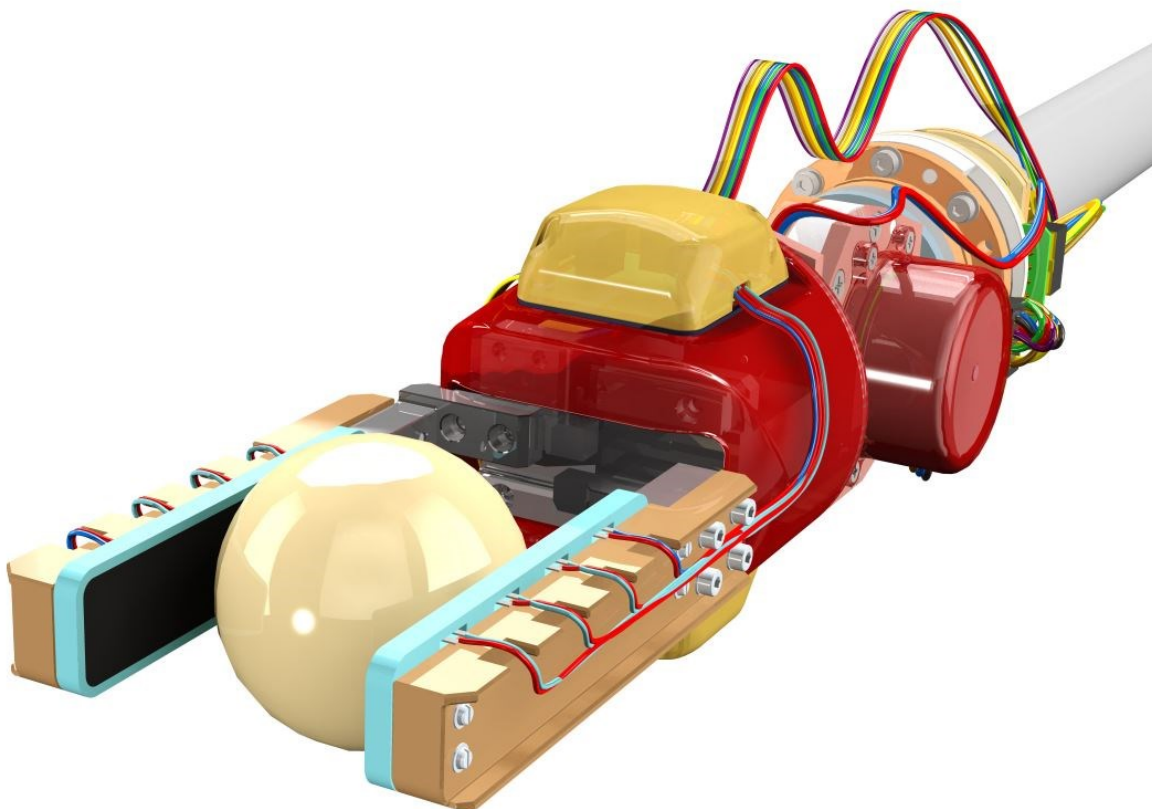
Orientační ústrojí disponuje dvěma stupni volnosti, což zabezpečují dva identické pohony. Jsou to sloučeniny harmonických převodovek typu CSG s převodovým poměrem 100 a elektromotorů od společnosti MAXON typu EC45 flat 70W. Orientační ústrojí jsem podrobil dynamické analýze. Samostatné orientační ústrojí má nosnost 5 kg, což je degradováno efektozem, který má nosnost 1.4 kg.

Efektor jsem dovybavil osmi tlakovými senzory FSR 402 short, které slouží pro měření úchopové síly v čelistech. Dále jsem vypracoval schéma zapojení pohonů ramene, orientačního ústrojí a efektoru a senzorů efektoru. V robotu Hercules budou umístěny tři zařízení EPOS2 70/10 pro řízení pohonů ramene a dvě zařízení EPOS2 50/5 pro řízení pohonů orientačního ústrojí. Čtyři EPOS2 jsou využity pro zpracování signálu tlakových senzorů FSR 402. Pohon čelistí efektoru má v těle robotu umístěnou svoji řídicí jednotku, kterou vytvořil pan Ing. Ján Babjak, Ph.D.

Dále jsem řešil kabeláž zařízení. V prostředí Cabling programu Creo Parametric 2.0 jsem vytvořil reálné modely veškeré kabeláže orientačního ústrojí a efektoru. Jednotné délky kabelů jsem proměřil a sepsal do tabulky. Nemalou pozornost jsem kladl na zakrytování a utěsnění celého zařízení, aby robot mohl pracovat v dešti, popřípadě aby se zařízení dalo omýt vodní sprchou. Orientační ústrojí i efektor jsou podmíněny normou krytí IP44. Jednotlivé součásti orientačního ústrojí jsem v prostředí Simulate v programu Creo parametric 2.0 podrobil pevnostním analýzám. Tyto analýzy jsem pečlivě popsal. Nakonec jsem provedl pevnostní analýzu celého orientačního ústrojí. V prostředí Drawing programu Creo Parametric 2.0 jsem vypracoval kompletní výkresovou dokumentaci, která obsahuje výkresy jednotlivých dílů, sestavný a montážní výkres.

Na závěr diplomové práce jsem provedl ekonomické zhodnocení efektoru se třemi stupni volnosti. Jednotlivé ceny jsem určoval dle katalogů dostupných na webech dodavatelů. Celková cena efektoru se třemi stupni volnosti je odhadována na 125 787 Kč. Jelikož zařízení bude sloužit jako prezentační a učební pomůcka katedry robototechniky nepočítal jsem návratnost investice.

Během návrhu efektoru se třemi stupni volnosti se počítalo s jeho následnou výrobou. Celkově je návrh zařízení hotov a je možné jej poslat do výroby.



## Seznam obrázků

Obrázek 2.1 – Manipulační rameno robotu Hercules.....	12
Obrázek 2.2 – Schéma manipulačního ramene.....	13
Obrázek 2.3 – Základní rozměry manipulačního ramene.....	14
Obrázek 2.4 – Znázornění pracovního prostoru manipulátoru .....	14
Obrázek 2.5 – Průběh momentu v první ose rotace.....	16
Obrázek 2.6 – Naměřené hodnoty jednotlivých analýz vytvořené v Creo 2 .....	17
Obrázek 2.7 – Pohonná jednotka manipulačního ramene .....	18
Obrázek 2.8 – Nesférický pohyb [1] .....	19
Obrázek 2.9 – Sférický pohyb [1] .....	19
Obrázek 2.10 – Konceptní řešení OÚ [1].....	20
Obrázek 2.11 – Konceptní řešení s umístěním převodů [1] .....	20
Obrázek 2.12 – OÚ realizované pomocí cyklopřevodovek [1] .....	21
Obrázek 2.13 – OÚ realizované pomocí harmonických převodovek [1].....	21
Obrázek 4.1 – Kinematické schéma varianty 1 .....	23
Obrázek 4.2 – Řez variantou 1 .....	23
Obrázek 4.3 – Vizualizace varianty 1 .....	24
Obrázek 4.4 – Kinematické schéma varianty 2.....	24
Obrázek 4.5 – Řez variantou 2.....	24
Obrázek 4.6 – Vizualizace varianty 2 .....	25
Obrázek 4.7 – Kinematické schéma varianty 3.....	25
Obrázek 4.8 – Řez variantou 3 .....	25
Obrázek 4.9 – Vizualizace varianty 3 .....	26
Obrázek 4.10 – Kinematické schéma varianty 4.....	26
Obrázek 4.11 – Řez variantou 4 .....	26
Obrázek 4.12 – Vizualizace varianty 4.....	27
Obrázek 5.1 – Vizualizace optimální varianty .....	31
Obrázek 6.1 – Úhlová rychlost a zrychlení pohonů.....	32
Obrázek 6.2 – Startovací a koncová poloha analýzy .....	32
Obrázek 6.3 – Průběh krouticího momentu dynamické analýzy pohonu 1 .....	33
Obrázek 6.4 – Startovací a koncová poloha analýzy .....	33
Obrázek 6.5 – Průběh krouticího momentu dynamické analýzy pohonu 2.....	33
Obrázek 6.6 – Řez prvním článkem orientačního ústrojí .....	34
Obrázek 6.7 – Řez druhým článkem orientačního ústrojí .....	35
Obrázek 6.8 – Umístění senzorů v čelisti .....	36



Obrázek 6.9 – Zakrytí senzorů gumou.....	36
Obrázek 6.10 – Krytování motoru druhého pohonu .....	37
Obrázek 6.11 – Epos2 50/5 [11] .....	38
Obrázek 6.12 – FSR 402 short [13] .....	38
Obrázek 6.13 – EC45 flat 70W[11] .....	38
Obrázek 6.14 – Schéma zapojení manipulačního ramene robotu Hercules.....	39
Obrázek 6.15 – Krytování motoru druhého pohonu .....	40
Obrázek 6.16 – Krytování motoru 1 .....	41
Obrázek 6.17 – Těsnění prvního pohonu .....	42
Obrázek 6.18 – Těsnění pohonu 2 .....	42
Obrázek 6.19 – Krytování motoru druhého pohonu .....	43
Obrázek 6.20 – Hlavní kryt efektoru .....	43
Obrázek 6.21 – Nasazování hlavního krytu .....	43
Obrázek 6.22 – Přišroubovaná deska se zesilovačem .....	44
Obrázek 6.23 – Přišroubovaná deska se zesilovačem .....	44
Obrázek 6.24 – Zadní kryt efektoru .....	46
Obrázek 6.25 – Krytování motoru druhého pohonu .....	46
Obrázek 6.26 – Krytování motoru druhého pohonu .....	47
Obrázek 6.27 – Vizualizace kabeláže efektoru .....	48
Obrázek 6.28 – Úhlová rychlost a zrychlení pohonů.....	48
Obrázek 6.29 – Poloha start pro simulace .....	49
Obrázek 6.30 – Krytování motoru druhého pohonu .....	49
Obrázek 6.31 – Výsledky analýz pro jednotlivé pohony .....	50
Obrázek 6.32 – Maximální momenty Harmonických převodovek typu CSG .....	51
Obrázek 6.33 – Efektor s objektem manipulace .....	53
Obrázek 6.34 – Efektor se třemi stupni volnosti.....	53
Obrázek 7.1 – Očíslování jednotlivých součástí .....	54
Obrázek 7.2 – Orientace silového zatížení L profilu 2.....	54
Obrázek 7.3 – Vstupní hodnoty simulace L profilu 2.....	55
Obrázek 7.4 – Mřížka pro pevnostní výpočet L profilu 2 .....	55
Obrázek 7.5 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 a).....	55
Obrázek 7.6 – Maximální napětí L-profilu 2 a).....	56
Obrázek 7.7 - Maximální deformace L profilu 2 a).....	56
Obrázek 7.8 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 b).....	56
Obrázek 7.9 – Maximální napětí L profilu 2 b) .....	56
Obrázek 7.10 - Maximální deformace L profilu 2 b).....	56
Obrázek 7.11 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu 2 c) .....	57

Obrázek 7.12 – Maximální napětí L profilu 2 c) .....	57
Obrázek 7.13 - Maximální deformace L profilu 2 c) .....	57
Obrázek 7.14 – Dynamické účinky na hřídel svěrného spoje.....	58
Obrázek 7.15 – Mřížka pro pevnostní výpočet hřídele .....	58
Obrázek 7.16 – Maximální napětí hřídele svěrného spoje .....	59
Obrázek 7.17 – Maximální deformace hřídele svěrného spoje .....	59
Obrázek 7.18 – Orientace silového zatížení dělené příruby 2.....	59
Obrázek 7.19 – Vstupní hodnoty simulace dělené příruby 2.....	60
Obrázek 7.20 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby dělené 2 .....	60
Obrázek 7.21 – Maximální napětí příruby dělené 2 .....	61
Obrázek 7.22 – Maximální deformace příruby dělené 2 .....	61
Obrázek 7.23 – Vstupní hodnoty simulace L profilu 1.....	61
Obrázek 7.24 – Orientace silového zatížení L profilu 1.....	62
Obrázek 7.25 – Mřížka pro pevnostní výpočet L profilu 1 .....	62
Obrázek 7.26 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu a).....	63
Obrázek 7.27 – Maximální napětí L profilu 2 c) .....	63
Obrázek 7.28 – Maximální deformace L profilu 2 c).....	63
Obrázek 7.29 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu b).....	63
Obrázek 7.30 – Maximální napětí L profilu b) .....	64
Obrázek 7.31 – Maximální deformace L profilu b) .....	64
Obrázek 7.32 – Orientace síly pro pevnostní analýzu L profilu c) .....	64
Obrázek 7.33 – Maximální napětí L profilu c) .....	64
Obrázek 7.34 – Maximální deformace L profilu c) .....	64
Obrázek 7.35 – Orientace silového zatížení příruby dělené 1.....	65
Obrázek 7.36 – Vstupní hodnoty simulace příruby dělené 1 .....	65
Obrázek 7.37 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby dělené 1 .....	66
Obrázek 7.38 – Maximální napětí příruby dělené 1 .....	66
Obrázek 7.39 – Maximální deformace příruby dělené 1 .....	66
Obrázek 7.40 – Orientace silového zatížení držáku motoru 1.....	67
Obrázek 7.41 – Vstupní hodnoty simulace držáku motoru 1.....	67
Obrázek 7.42 – Mřížka pro pevnostní výpočet držáku motoru 1 .....	68
Obrázek 7.43 – Orientace síly pro pevnostní analýzu držáku motoru 1 a).....	68
Obrázek 7.44 – Maximální napětí držáku motoru 1 a) .....	69
Obrázek 7.45 – Maximální deformace držáku motoru 1 a) .....	69
Obrázek 7.46 – Orientace síly pro pevnostní analýzu držáku motoru 1 b).....	69
Obrázek 7.47 – Maximální napětí držáku motoru 1 b) .....	69
Obrázek 7.48 – Maximální deformace držáku motoru 1 b) .....	69

Obrázek 7.49 – Orientace silového zatížení příruby nosné.....	70
Obrázek 7.50 – Vstupní hodnoty simulace příruby nosné.....	70
Obrázek 7.51 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby nosné .....	71
Obrázek 7.52 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné a).....	71
Obrázek 7.53 – Maximální napětí příruby nosné a) .....	72
Obrázek 7.54 – Maximální deformace příruby nosné a) .....	72
Obrázek 7.55 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné b).....	72
Obrázek 7.56 – Maximální napětí příruby nosné b) .....	72
Obrázek 7.57 – Maximální deformace příruby nosné b) .....	72
Obrázek 7.58 – Orientace silového zatížení příruby ramene .....	73
Obrázek 7.59 – Vstupní hodnoty simulace příruby ramene .....	73
Obrázek 7.60 – Mřížka pro pevnostní výpočet příruby ramene.....	74
Obrázek 7.61 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby ramene a).....	74
Obrázek 7.62 – Maximální napětí příruby ramene a).....	75
Obrázek 7.63 – Maximální deformace příruby ramene a).....	75
Obrázek 7.64 – Orientace síly pro pevnostní analýzu příruby nosné b).....	75
Obrázek 7.65 – Maximální napětí příruby nosné b) .....	75
Obrázek 7.66 – Maximální deformace příruby nosné b) .....	75
Obrázek 7.67 – Model pro provedení celkové deformační analýzy .....	76
Obrázek 7.68 – Horní silové působení.....	76
Obrázek 7.69 – Maximální průhyb.....	77
Obrázek 7.70 – Boční silové působení .....	77
Obrázek 7.71 – Maximální průhyb.....	77
Obrázek 7.72 – Schéma svěrného spoje.....	78

## Seznam Tabulek

Tabulka 4.1 – Tabulka zhodnocení jednotlivých variant.....	27
Tabulka 5.1 - Popis hodnotících kritérií.....	28
Tabulka 5.2 – Stupnice hodnocení funkční analýzy .....	28
Tabulka 5.3 – Bodové hodnocení navržených variant .....	28
Tabulka 5.4 – Porovnávání párů variant metodou porovnání párů.....	29
Tabulka 5.5 – Vážený index kritéria variant řešení .....	30
Tabulka 5.6 – Konečné obodování variant řešení.....	31
Tabulka 6.1 – Tabulka délek kabelů .....	47
Tabulka 6.2 – Maximální momenty v pohonech (s orientačním ústrojím).....	50
Tabulka 6.3 – Maximální momenty v pohonech (bez orientačního ústrojí).....	50
Tabulka 6.4 – Parametry ramene .....	52
Tabulka 6.5 – Parametry orientačního ústrojí .....	52
Tabulka 6.6 – Parametry efektoru .....	52
Tabulka 7.1 – Vlastnosti mřížky L profilu 2 .....	55
Tabulka 7.2 – Vlastnosti mřížky hřídele .....	58
Tabulka 7.3 – Vlastnosti mřížky příruby dělené 2 .....	60
Tabulka 7.4 – Vlastnosti mřížky L profilu 1 .....	62
Tabulka 7.5 – Vlastnosti mřížky příruby dělené 1 .....	66
Tabulka 7.6 – Vlastnosti mřížky držáku motoru 1 .....	68
Tabulka 7.7 – Vlastnosti mřížky příruby nosné .....	71
Tabulka 7.8 – Vlastnosti mřížky příruby ramene.....	74
Tabulka 8.1 – Ekonomické zhodnocení navrženého zařízení .....	80

## Literatura

- [1] SKAŘUPA, Jiří. Průmyslové roboty a manipulátory: učební text. 1.vyd. VŠB Technická univerzita Ostrava: Ediční středisko VŠB –TUO, 2007. 260 s. ISBN 978- 80-248-1522-0.
- [2] KRYŠ, V., MIHOLA, M., NOVÁK, P. Manipulation subsystem of HERCULES mobile robot. *Transactions of the VŠB-TU of Ostrava*. 2010, vol. LVI, Mechanical series, no. 1, pp. 221-229. ISSN 1210–0471.
- [3] SKAŘUPA, Jan. Metodika konstruování. 1.vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1993. 152 s. ISBN 80-7078-167-X.
- [4] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Scientia spol. s.r.o, 1999, ISBN 80-7813-164-6
- [6] KVITA, Michal. Hmatový subsystém Robotu. Ostrava, 2013. 78 s. Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce prof. Dr. Ing. Petr Novák.
- [7] BERKA, Michal; Elektrotechnická schémata a zapojení 2; BEN - technická literatura, Praha 2010, ISBN 978-80-7300-254-1, str. 229 (Stupně ochrany krytí + nejvíce používané IP kódy)

## Internetové zdroje

- [10] Robot Hercules: Parametry. [online]. [cit. 2014-02-06]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/mobilni-roboty/hercules/>
- [11] Maxon motors: katalog. [online]. [cit. 2014-02-06]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/catalog/>
- [12] Pro průmysl: spojovací materiál. [online]. [cit. 2014-02-06]. Dostupné z: <http://proprumysl.cz/sroub-imbus-din-912-m2x8-12-9/>
- [13] Steadlands: FSR 402 short. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://steadlands.com/wp-content/uploads/2013/03/fsrdatasheet.pdf>
- [14] Harmonic Drive: CSG. [online]. [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://harmonicdrive.net/products/gearheads/csg-unit/>

## Seznam příloh

Disk DVD      Model efektoru se třemi stupni volnosti (Creo Parametric 2.0)

Data Sheet EC45 flat 70W

Data Sheet Epos 2

Data Sheet Harmonic Drive CSG-14-100-2UH

Data Sheet FSR 402

Data Sheet LM2902N

Výkresy součástí:      100\_01\_01\_priruba\_rameno  
                                 100\_01\_02\_priruba\_nosna  
                                 100\_01\_03\_plech\_drzak\_motoru\_1  
                                 100\_01\_04\_delena\_priruba  
                                 100\_01\_05\_hridel\_sverny\_spoj  
                                 100\_01\_06\_L\_profil  
                                 100\_01\_07\_priruba\_delena\_2  
                                 100\_01\_08\_L\_profil\_2  
                                 100\_01\_09\_deska\_zaklad  
                                 100\_01\_10\_kolik\_4\_5x25

Sestavný výkres      100\_00\_01\_setavny\_vykres

Montážní výkres      100\_00\_02\_montazni\_vykres  
                                 100\_00\_03\_montazni\_vykres\_efektoru